



TUGAS AKHIR - TM 145502

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI POMPA SIRKULASI
DARI *BAROMETRIC CONDENSER* MENUJU KE *SUCTION*
RESERVOIR COOLING TOWER PADA INDUSTRI
KOSMETIK**

PRAWESTI AMBAR RUKMI
NRP. 10211500000013

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.
NIP. 19620216 199512 1 001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM 145502

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI POMPA SIRKULASI
DARI *BAROMETRIC CONDENSER* MENUJU KE *SUCTION
RESERVOIR COOLING TOWER* PADA INDUSTRI
KOSMETIK**

**PRAWESTI AMBAR RUKMI
NRP 10211500000013**

**Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.
NIP. 19620216 199512 1 001**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT - TM 145502

REDESIGN OF CIRCULATING PUMP INSTALATION FROM BAROMETRIC CONDENSER TO SUCTION RESERVOIR COOLING TOWER AT COSMETIC INDUSTRY

**PRAWESTI AMBAR RUKMI
NRP. 10211500000013**

**Consellor Lecture
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.
NIP. 19620216 199512 1 001**

**DIPLOMA III
INDUSTRIAL MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Vocation
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2018**

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI POMPA
SIRKULASI DARI *BAROMETRIC CONDENSER* MENUJU
SUCTION RESERVOIR COOLING TOWER PADA
INDUSTRI KOSMETIK**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

PRAWESTI AMBAR RUKMI

NRP. 10211500000013

Disetujui oleh pembimbing Tugas Akhir :

Pembimbing



Dr. Ir. H. M. Mirmanto, MT
NIP. 19620216 199512 1 001

**SURABAYA
JULI 2018**

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI POMPA
SIRKULASI DARI BAROMETRIC CONDENSER MENUJU
SUCTION RESERVOIR COOLING TOWER PADA
INDUSTRI KOSMETIK**

Nama Mahasiswa : Prawesti Ambar Rukmi
NRP : 10211500000013
Jurusan : Dept. Teknik Mesin Industri FV-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

Abstrak

Industri Kosmetik merupakan industri yang banyak menggunakan fluida yang bersifat basa sebagai bahan baku produksinya, salah satu diantaranya adalah fluida basa dari campuran H_2O dengan larutan sabun. Pompa ini sangat berperan penting untuk memindahkan fluida basa dari seal pot D2 menuju hisapan pot.

Pada tugas akhir ini bertujuan melakukan perencanaan ulang pompa yang sesuai dengan instalasi pompa basa campuran H_2O dan larutan sabun. Selain itu, kecepatan aliran di dalam pipa harus sesuai dengan range kecepatan aliran yang diijinkan berdasarkan fluida kerjanya. Oleh karena itu, perhitungan kapasitas, daya, efisiensi, dan head efektif instalasi dilakukan secara manual dan dibandingkan dengan numerik menggunakan software pipe flow expert .

Dari hasil perencanaan ulang ini diperoleh diameter pipa. Kapasitas pompa didapat sebesar $400 \text{ m}^3/\text{h}$ dengan H_{eff} sebesar $23,354 \text{ m}$ dan $NPSH_A$ sebesar $9,6263 \text{ m}$ serta didapatkan daya pompa sebesar 37 KW . Dengan kebutuhan tersebut, maka dipilih pompa sentrifugal merk End Suction Volute Pump (FSA) model $200 \times 150 \text{ FS4KA}$.

Kata kunci :pompa basa, campuran H_2O dengan larutan sabun, kapasitas, head, daya

REDESIGN OF CIRCULATION PUMP INSTALATION FROM BAROMETRIC CONDENSER TO SUCTION RESERVOIR COOLING TOWER AT COSMETIC INDUSTRY

Student's Name : Prawesti Ambar Rukmi
Student's Number : 10211500000013
Department : Dept. of Mechanical Industry FV-ITS
Academic Advisor : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

Abstract

In the Cosmetics Industry is an industry that uses a lot of alkaline fluids as raw material production, one of them is the basic fluid of the mixture of H_2O with soap solution. This pump is very important to prevent the basic fluid from pot seal D2 to pot suction.

This final project purposes to reselection pump that is appropriate with the installation of H_2O and the soap solution , the velocity in the pipe must be appropriate with the velocity that is allowed according to the fluid. Therefore, the capacity, power, efficiency, and head effective installation calculate manually and with pipe flow expert application.

According to the recalculation, so there is find the pipe diameter. In conclusion, based on the results the pump capacity = $400 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_{\text{eff}} = 23,354 \text{ m}$, $NPSHA = 9,6263 \text{ m}$, and the pump power = 37 KW . The best choice is the centrifugal single stage with brand End Suction Volute Pump (FSA) model 200 x 150 FS4KA.

Keywords: alkaline pump, H_2O mixture with soap solution, capacity, head, power.

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kehadiran Allah SWT, serta tak lupa sholawat dan salam saya ucapkan kepada Rasullullah Muhammad SAW, serta para sahabatnya. Berkat rahmat dan karunia-Nya sehingga, penulis dapat menyelesaikan seluruh pengerjaan tugas akhir dengan judul: **“PERENCANAAN ULANG INSTALASI POMPA SIRKULASI DARI BAROMETRIC CONDENSER MENUJU KE SUCTION RESERVOIR COOLING TOWER PADA INDUSTRI KOSMETIK”**

Tersusunnya Tugas Akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bantuan dan kerja sama yang baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat di dalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terima kasih kepada:

1. **Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.** Selaku Dosen pembimbing dan juga kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS yang telah dengan sabar dan telaten memberi bimbingan serta ilmu-ilmu yang bermanfaat sehingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
2. **Bapak Ir Suhariyanto MT.** Selaku koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS
3. **Bapak Ir Joko Sarsetiyanto, MT.** selaku dosen wali selama saya kuliah di jurusan Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. Bapak/Ibu dosen dan Karyawan Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini., yang telah memberikan ilmunya dan membantu selama duduk dibangku kuliah.
5. **Bapak Suyono dan Ibu Kariyati** sebagai orang tua penulis serta seluruh keluarga lain penulis yang telah

memberi dukungan moril dan materiil serta do'a yang tak pernah putus selama ini.

6. **Alfi Rahmawati** dan **Faria Tania**, selaku *partner* dalam pengerjaan tugas akhir.
7. **Fiya, Addina, Nindi, Friska, Alfi, Milla** dan **Nadia** yang senantiasa memberi dukungan dan mendengarkan keluhan selama mengerjakan tugas akhir.
8. Teman-teman D3MITS khususnya angkatan 2015 serta teman - teman Pemandu ANDALAS, terima kasih atas bantuan dan dukungannya.
9. Serta semua pihak yang belum tertulis yang telah berperan dalam pengerjaan laporan ini.

Semoga keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan kepada saya mendapatkan balasan yang terbaik dari Allah SWT.

Penulis menyadari bahwasannya penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan serta kekurangan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang membutuhkan.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

| | |
|------------------------|------|
| HALAMAN JUDUL | i |
| HALAMAN JUDUL | ii |
| LEMBAR PENGESAHAN..... | iii |
| ABSTRAK INDONESIA..... | iv |
| ABSTRAK INGGRIS..... | v |
| KATA PENGANTAR..... | vi |
| DAFTAR ISI..... | viii |
| DAFTAR GAMBAR..... | xii |
| DAFTAR TABEL..... | xiv |

BAB I PENDAHULUAN.....1

| | |
|--------------------------------|---|
| 1.1 Latar Belakang | 1 |
| 1.2 Rumusan Masalah | 2 |
| 1.3 Batasan Masalah | 2 |
| 1.4 Tujuan Penulisan..... | 3 |
| 1.5 Manfaat Penulisan..... | 3 |
| 1.6 Sistematika Penulisan..... | 3 |

BAB II DASAR TEORI.....5

| | |
|---|----|
| 2.2 Tinjauan Umum Pompa..... | 5 |
| 2.2 Klasifikasi Pompa..... | 5 |
| 2.2.1. <i>Positive Displacement Pump</i> | 6 |
| 2.2.2. <i>Pompa Non Positive Displacement</i> | 8 |
| 2.3. Pompa Sentrifugal..... | 9 |
| 2.4. Komponen Pompa Sentrifugal..... | 9 |
| 2.5 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal..... | 11 |
| 2.6 Jenis Aliran Fluida..... | 13 |
| 2.6.1 Aliran <i>Viscous</i> | 14 |
| 2.6.2 Aliran <i>Laminar</i> dan <i>Turbulen</i> | 14 |
| 2.6.3 Aliran <i>Internal</i> | 15 |
| 2.6.4 Aliran Inkompresibel..... | 17 |
| 2.7 Persamaan Kontinuitas..... | 17 |

| | |
|--|-----------|
| 2.8 Hukum Pertama Termodinamika..... | 19 |
| 2.9 Tinggi – Tekan (<i>Head</i>)..... | 20 |
| 2.10 Persamaan Bernoulli..... | 21 |
| 2.11 <i>Head</i> Effektif Instalasi Pompa..... | 24 |
| 2.11.1 <i>Head</i> Statis..... | 25 |
| 2.11.2 <i>Head</i> Ketinggian..... | 26 |
| 2.11.3 <i>Head</i> Dinamis..... | 28 |
| 2.12 <i>Net Positive Suction Head</i> (NPSH)..... | 33 |
| 2.12.1 Net Positive Suction Head Available (NPSH _A)..... | 33 |
| 2.12.2 <i>Net Positive Suction Head Required</i> (NPSH _R)..... | 34 |
| 2.13 Kurva Karakteristik Pompa..... | 34 |
| 2.13.1 Karakteristik Utama..... | 34 |
| 2.13.2 Karakteristik Kerja..... | 35 |
| 2.13.3 Karakteristik Universal..... | 36 |
| 2.13.4 Titik Operasi Pompa..... | 37 |
| 2.14 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas..... | 38 |
| 2.15 Koreksi Performa Untuk Zat Cair Kental..... | 39 |
| 2.16 Daya Penggerak..... | 40 |
| 2.16.1 Daya Pompa / Daya Fluida (WHP)..... | 40 |
| 2.16.2 Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller..... | 41 |
| 2.16.3 Daya Poros (P _{shaft})..... | 42 |
| 2.16.4 Daya Nominal Penggerak Mula..... | 43 |
| 2.17 Sistem Perpipaan..... | 44 |
| 2.17.1 Material Pipa..... | 44 |
| 2.17.2 Kode dan Standar Pipa..... | 45 |
| 2.18 Barometric Condensor..... | 46 |
| 2.19 <i>Software Pipe Flow Expert</i> | 47 |
| BAB III METODOLOGI..... | 49 |
| 3.1 Data-data Hasil Survey..... | 49 |
| 3.1.1 Data Pompa dan Fluida..... | 49 |
| 3.1.2 Data Pipa..... | 49 |
| 3.1.3 Data Eksisting Pump Pipeline..... | 51 |

| | |
|--|-----------|
| 3.2 Studi Literatur..... | 52 |
| 3.3 Pengambilan Data..... | 52 |
| 3.4 Menentukan Batas Kecepatan Fluida..... | 52 |
| 3.5 Perencanaan Gambar..... | 53 |
| 3.6 Perhitungan..... | 53 |
| 3.6.1 Perhitungan Analitis..... | 53 |
| 3.6.2 Perhitungan Numerik..... | 54 |
| 3.7 Pemilihan Pompa..... | 61 |
| 3.8 Kesimpulan..... | 61 |
| 3.9 Urutan Pengerjaan menggunakan Flow Chart..... | 62 |
| 3.9.1 Diagram Alir Perhitungan Manual..... | 62 |
| 3.9.2 Diagram Alir Perhitungan Numerik..... | 64 |
| BAB IV PERHITUNGAN..... | 65 |
| 4.1 Pengertian Umum..... | 65 |
| 4.2 Kebutuhan Fluida..... | 65 |
| 4.3 Perencanaan Sistem Distribusi Fluida..... | 65 |
| 4.3.1 Perhitungan Sistem Distribusi Fluida Sesuai Kondisi di Lapangan..... | 65 |
| 4.3.2 Perhitungan Diameter Instalasi Perpipaan..... | 65 |
| 4.3.3 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Aliran Pada Pipa Suction..... | 66 |
| 4.3.4 Headloss Mayor Pada Pipa Suction..... | 68 |
| 4.3.5 Headloss Minor Pada Pipa Suction..... | 71 |
| 4.3.6 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Aliran Pada Pipa Discharge..... | 73 |
| 4.3.7 Headloss Mayor Pada Pipa Discharge..... | 74 |
| 4.3.8 Headloss Minor Pada Pipa Discharge..... | 77 |
| 4.3.9 Perhitungan Headloss Total..... | 79 |
| 4.3.10 Perhitungan Head Efektif Instalasi..... | 79 |
| 4.3.10.1 Perhitungan Head Statis..... | 80 |
| 4.3.10.2 Perhitungan Head Dinamis..... | 81 |
| 4.4 Faktor Koreksi Untuk Zat Cair Kental..... | 83 |
| 4.5 Daya Fluida/ Water Horse Power..... | 85 |

| | |
|--|------------|
| 4.6 Perhitungan Daya Poros (P_{shaft}) | 86 |
| 4.7 Daya Nominal Penggerak..... | 88 |
| 4.8 Penentuan Jenis Pompa..... | 90 |
| 4.9 Pemilihan Pompa..... | 91 |
| 4.9.1 Putaran Spesifik Pompa (n_s) Dalam Penentuan Untuk Memilih Pompa..... | 91 |
| 4.9.2 Pemilihan Pompa Pada Brosur, Berdasarkan Kapasitas ($\frac{m^3}{min}$) dan Head (m) | 92 |
| 4.9.3 Net Positive Suction Head Available (NPSH _A). | 93 |
| 4.10 Checking Kondisi Perhitungan Menggunakan Software Pipe Flow Expert..... | 96 |
| 4.10.1 Langkah-langkah Permodelan dan Simulasi Dengan Menggunakan Pipe Flow Expert..... | 96 |
| 4.10.2 Perhitungan Secara Pemodelan Numerik..... | 97 |
| 4.10.3 Perbandingan Head Efektif Teoritis (H_{eff}) dengan Head Efektif Numerik..... | 99 |
| BAB V KESIMPULAN..... | 101 |
| 5.1 Kesimpulan..... | 101 |
| 5.2 Saran..... | 102 |
| DAFTAR PUSTAKA | |
| LAMPIRAN | |
| BIODATA PENULIS | |

DAFTAR GAMBAR

| | |
|--|----|
| Gambar 2.1 Klasifikasi Pompa | 5 |
| Gambar 2.2 Klasifikasi Pompa <i>Positive Displacement</i> | 7 |
| Gambar 2.3 Klasifikasi Pompa <i>Non_Positive Displacement</i> | 8 |
| Gambar 2.4 Bagian Pompa Sentrifugal | 10 |
| Gambar 2.5 Bagian Aliran Fluida Di Dalam Pompa Sentrifugal | 12 |
| Gambar 2.6 Klasifikasi Jenis Fluida | 13 |
| Gambar 2.7 Profil Kecepatan Aliran Memasuki Pipa | 15 |
| Gambar 2.8 Persamaan Kontinuitas Dengan Volume Atur | 18 |
| Gambar 2.9 Metode Mengukur <i>Head</i> | 21 |
| Gambar 2.10 Kontrol Volume dan Koordinat Untuk Analisis Aliran Energi Yang Melewati Elbow 90 ⁰ | 21 |
| Gambar 2.11 <i>Head</i> Efektif Instalasi | 25 |
| Gambar 2.12 Instalasi <i>Suction Lift</i> | 27 |
| Gambar 2.13 Instalasi <i>Suction Head</i> | 28 |
| Gambar 2.14 <i>Moody Diagram</i> | 31 |
| Gambar 2.15 Nilai Koefisien (k) Berbagai Jenis <i>Fitting</i> | 33 |
| Gambar 2.16 Karakteristik Utama | 35 |
| Gambar 2.17 Karakteristik Kerja | 36 |
| Gambar 2.18 Karakteristik Universal | 37 |
| Gambar 2.19 Titik Operasi Pompa | 38 |
| Gambar 2.20 Daerah Kerja Beberapa Jenis Konstruksi Pompa | 39 |
| Gambar 2.21 Koreksi Performansi Untuk Zat Kental | 40 |
| Gambar 2.22 Putaran Spesifik dan Bentuk <i>Impeller</i> | 41 |
| Gambar 2.23 Efisiensi Standar Pompa | 42 |
| Gambar 2.24 (a) Barometric Condensor (b) Flow Chart Pada Barometric Condensor | 47 |
| Gambar 2.25 Penampang Pipa <i>Software Pipe Flow Expert</i> | 48 |
| Gambar 3.1 Skema <i>Eksisting Pump Pipeline</i> | 51 |
| Gambar 3.2 Memilih Satuan | 54 |
| Gambar 3.3 Menggambar Instalasi Pipa | 55 |
| Gambar 3.4 Mengubah Diameter NPS | 56 |

| | |
|---|----|
| Gambar 3.5 Mengubah Fluida dan Temperatur | 57 |
| Gambar 3.6 Mengubah Fitting..... | 58 |
| Gambar 3.7 Mengubah Kondisi Batas Reservoir | 58 |
| Gambar 3.8 Menambahkan Pompa | 59 |
| Gambar 3.9 Calculate | 60 |
| Gambar 3.10 Hasil Calculate | 60 |
| Gambar 3.11 Diagram alir perhitungan manual | 62 |
| Gambar 3.12 Diagram alir pemrograman pipe flow expert | 64 |
| Gambar 4.1 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms. Excel</i> pipa <i>suction</i> | 70 |
| Gambar 4.2 Harga <i>Fitting</i> Untuk Diameter Nominal Pipa 12 Inch | 71 |
| Gambar 4.3 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms. Excel</i> pipa <i>Discharge</i> | 76 |
| Gambar 4.4 Harga <i>Fitting</i> Untuk Diameter Nominal Pipa 8 Inch | 77 |
| Gambar 4.5 Skema <i>Suction Head</i> Pompa | 80 |
| Gambar 4.6 Diagram Koreksi Untuk Pompa Minyak Berkapasitas Besar | 84 |
| Gambar 4.7 Grafik Hubungan Antara Kapasitas dan Efisiensi | 87 |
| Gambar 4.8 Grafik Pemilihan Pompa | 90 |
| Gambar 4.9 Putaran Spesifik <i>Impeller</i> | 91 |
| Gambar 4.10 <i>Performance Chart-4 pole Ebara End Suction</i> <i>Volute Pump</i> | 92 |
| Gambar 4.11 <i>Performance Curve Ebara End Suction</i> <i>Volute Pump</i> | 93 |
| Gambar 4.12 Model Pompa FSA <i>Ebara End Suction</i> <i>Volute Pump</i> | 96 |
| Gambar 4.13 Instalasi Pompa Pada Industri Kosmetik dengan Menggunakan <i>Software Pipe Flow Expert</i> | 98 |
| Gambar 4.14 Instalasi Pompa Pada Industri Kosmetik Setelah di <i>Calculate</i> | 98 |
| Gambar 4.15 Hasil Setelah di <i>Calculate</i> | 99 |

DAFTAR TABEL

| | |
|---|----|
| Tabel 2.1 Faktor Cadangan..... | 43 |
| Tabel 2.2 Efisiensi Transmisi..... | 43 |
| Tabel 3.1 <i>Fitting</i> dan Nilai K Pada Pipa <i>Suction</i> Kondisi Eksisting..... | 50 |
| Tabel 3.2 <i>Fitting</i> dan Nilai K Pada Pipa <i>Discharge</i> Kondisi Eksisting..... | 50 |
| Tabel 3.3 Tabel <i>Recommended Velocities of Fluids</i> <i>in Pipeline</i> | 53 |
| Tabel 4.1 Tabel <i>Recommended Velocities of Fluids</i> <i>in Pipeline</i> | 66 |
| Tabel 4.2 Aksesoris dan Nilai K Pada Instalasi Pipa <i>Suction</i> ... | 72 |
| Tabel 4.3 Aksesoris dan Nilai K Pada Instalasi Pipa <i>Suction</i> ... | 78 |
| Tabel 4.4 Perhitungan <i>Headloss</i> Pada Setiap <i>Section</i> | 79 |
| Tabel 4.5 Faktor Cadangan..... | 89 |
| Tabel 4.6 Efisiensi Transmisi..... | 89 |

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pompa memiliki peranan yang sangat vital dalam berbagai bidang, misalnya pada rumah tangga, industri, pertambangan, dan lain sebagainya. Dimana pompa tersebut dapat digunakan untuk memindahkan fluida atau cairan dari suatu tempat ke tempat lainnya yang mempunyai perbedaan tekanan atau perbedaan peletakan posisi tertentu.

Banyak jenis pompa yang dapat dipakai diberbagai bidang, salah satunya yaitu pompa sentrifugal. Pemilihan pompa sentrifugal khususnya di industri kosmetik memiliki peranan yang sangat penting, terutama untuk memindahkan fluida kerja berupa campuran air dengan larutan sabun yang memiliki temperatur 40°C dari *seal pot D2* menuju *hisapan pot*. Pompa yang digunakan untuk memindahkan fluida ini memiliki karakteristik yang berbeda dengan pompa air, sehingga diperlukan pemilihan pompa yang sesuai dengan kebutuhan untuk mengatasi tahanan, ketinggian, dan kerugian tekanan disepanjang instalasi sistem perpipaan, hal-hal yang sering terjadi pada perencanaan instalasi pipa adalah tidak diketahuinya laju aliran dan kerugian-kerugian tekanan yang terjadi di setiap pipa, sehingga mengakibatkan pendistribusian fluida kerja yang tidak merata dan distribusi tekanan yang berbeda di setiap pipa.

Mengingat perhitungan laju aliran dan kerugian tekanan yang terjadi di setiap pipa dalam instalasi sistem perpipaan sangat penting, maka penulis tertarik untuk menganalisa sistem perpipaan pompa pada industri kosmetik ini. Sehingga hasil yang didapat diharapkan dapat digunakan sebagai pertimbangan dalam instalasi sistem pendistribusian fluida ini dari *seal pot D2* menuju *hisapan pot* untuk pengembangan di industri kosmetik tersebut.

1.2 Permasalahan

Pada instalasi pompa di industri kosmetik digunakan dua buah pompa sentrifugal *single stage*, namun hanya satu pompa saja yang dioperasikan dan pompa satunya *stand by*. Pada instalasi perpipaan pompa sentrifugal, kecepatan aliran di dalam pipa harus sesuai dengan kecepatan aliran yang diizinkan berdasarkan fluida kerjanya. Kecepatan aliran baik di sisi *suction* dan *discharge* harus sesuai dengan *range* yang ada. Oleh karena itu, dalam tugas akhir ini penulis ingin mempelajari perencanaan instalasi pompa pada industri kosmetik. Hal ini terkait dengan bagaimana *head efektif* instalasi, kapasitas, serta pemilihan daya pompa yang digunakan.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini antara lain sebagai berikut :

1. Pembahasan hanya pada perencanaan ulang instalasi pompa pada industri kosmetik.
2. Fluida kerja dalam proses adalah campuran air dan larutan sabun yang memiliki suhu konstan 40°C.
3. Kapasitas yang dihasilkan setiap pompa sentrifugal adalah $400 \frac{m^3}{jam}$.
4. Perencanaan menggunakan piping pipa baru jenis *Galvanized Iron*.
5. Kondisi *steady state*, aliran *incompressible*.
6. Perpindahan panas selama proses pemompaan diabaikan.
7. Pembahasan membandingkan antara perhitungan manual dan perhitungan numerik menggunakan *software Pipe Flow Expert*

1.4 Tujuan Penulisan

Adapun tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah:

- a. Menghitung pemilihan diameter pipa dan jenis pipa sesuai dengan kecepatan aliran yang diizinkan.
- b. Menghitung head efektif instalasi pompa.

- c. Pemilihan pompa beserta daya yang dibutuhkan.
- d. Analisis perhitungan menggunakan perhitungan manual dan numerik dengan menggunakan *software Pipe Flow Expert*.

1.5 Manfaat Penulisan

Dengan dilakukannya pemilihan pompa untuk fluida campuran air dan larutan sabun ini diharapkan :

- a. Didapatkan jenis pompa yang sesuai dengan keperluan operasi instalasi pompa sentrifugal.
- b. Menambah pengetahuan bagi penulis dan pembaca tugas akhir ini tentang pompa sentrifugal.
- c. Menambah perbendaharaan tugas akhir mengenai pemilihan pompa sentrifugal.

1.6 Sistematika Penulisan

Dalam penulisan tugas akhir ini dibagi menjadi beberapa bab, dimana masing-masing bab memiliki hubungan satu dengan yang lain. Adapun sistematika penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisi tentang latar belakang penulisan, perumusan masalah yang dipilih, batasan permasalahan, tujuan penulisan, manfaat penulisan, dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini memaparkan tentang persamaan-persamaan yang mendasari perumusan masalah, teori *internal flow*, *head loss*, *head efektif* instalasi, kurva karakteristik pompa dan pengenalan *Software Pipe Flow Expert*.

BAB III METODOLOGI

Bab ini menjelaskan data-data yang diperoleh dari survey di lapangan dan diagram alir proses penulisan tugas akhir secara umum, perhitungan manual serta

perhitungan numerik menggunakan *Software Pipe Flow Expert*.

BAB IV PERHITUNGAN

Bab ini memuat tentang perhitungan-perhitungan sistem perpipaan, *head loss*, *head efektif* instalasi, daya, efisiensi, dan pemilihan pompa.

BAB V PENUTUP

Berisikan penarikan kesimpulan dan pemberian saran. Kesimpulan memuat pernyataan singkat dan tepat dari hasil perhitungan dan pembahasan. Saran memuat masukan-masukan yang bermanfaat dan sebagai tinjauan untuk perancangan atau perhitungan berikutnya.

LAMPIRAN

BAB II DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Umum Pompa

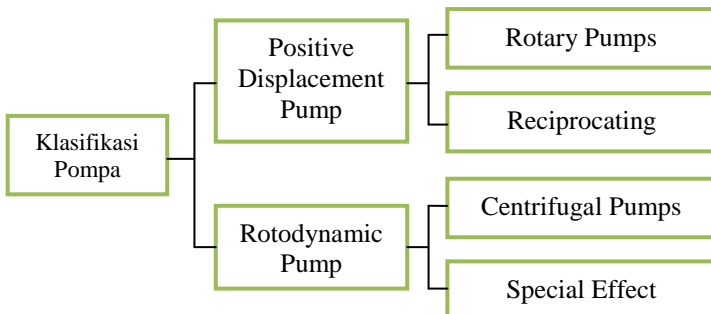
Pompa adalah suatu pesawat atau mesin yang digunakan untuk memindahkan fluida cairan dari permukaan yang rendah ke permukaan yang lebih tinggi atau memindahkan cairan dari tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan lebih tinggi karena perbedaan energi melalui suatu sistem perpipaan.

Dalam kerjanya, pompa akan mentransfer energi mekanis dari suatu sumber energi luar (motor listrik, motor bensin/ diesel, turbin uap, turbin gas maupun tenaga angin) untuk dipindahkan ke fluida kerja.

Dalam dunia industri, pompa merupakan sarana untuk mentransfer bahan mentah dan bahan setengah jadi. Selain itu pompa juga digunakan sebagai sarana sirkulasi fluida atau injeksi bahan adiktif untuk keperluan-keperluan proses produksi pada dunia industri.

2.2 Klasifikasi Pompa

Berdasarkan prinsip kerja dalam memindah cairan yang dipompakan, pompa dibagi menjadi dua kelompok berdasar prinsip kerjanya, yaitu pompa *Positive Displacement* dan pompa *Non Positive Displacement*.



Gambar 2.1 Klasifikasi Pompa
(Igor J. Karrassik, 1976)

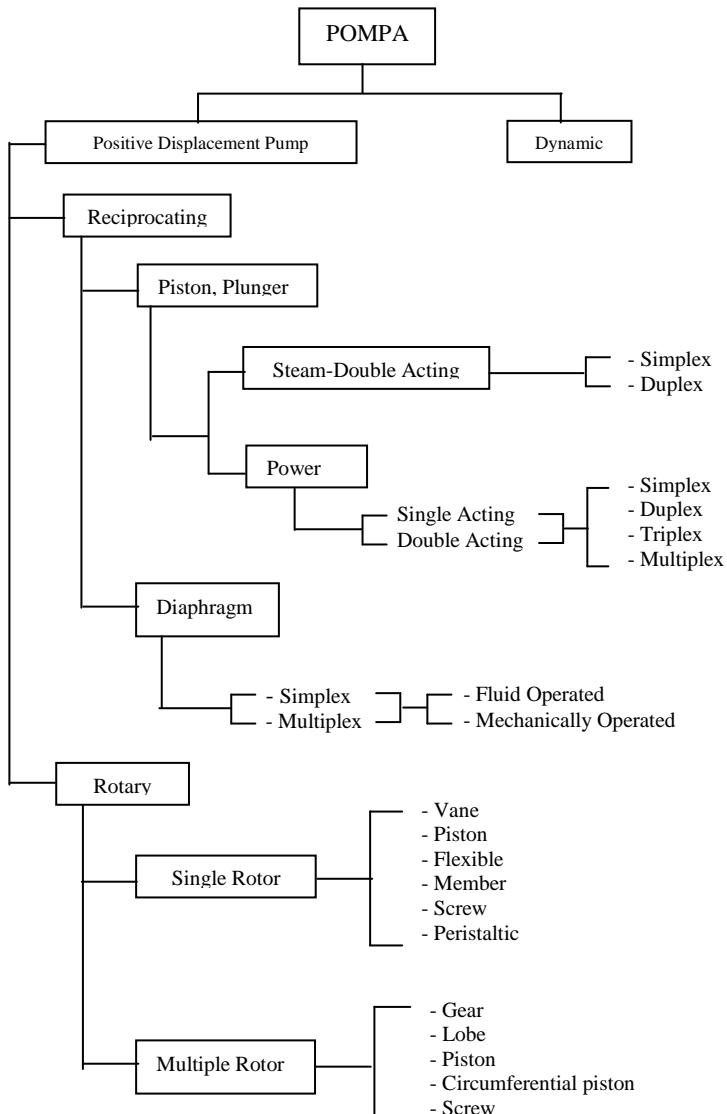
2.2.1 *Positive Displacement Pump*

Positive displacement pump adalah salah satu jenis pompa dimana pemindahan cairan saat proses kerjanya disertai dengan perubahan volume ruang kerja pompa yang ditempati oleh cairan. Akibatnya, ada gesekan antara elemen yang bergerak. Saat elemen bergerak baik dengan berputar maupun dorongan, maka volume ruang kerja pada pompa akan berubah menjadi semakin kecil dan tekanan menjadi lebih besar, sehingga terjadi perpindahan zat cair dari tekanan tinggi ke tekanan rendah.

Adapun ciri-ciri dari pompa *positive displacement* adalah sebagai berikut :

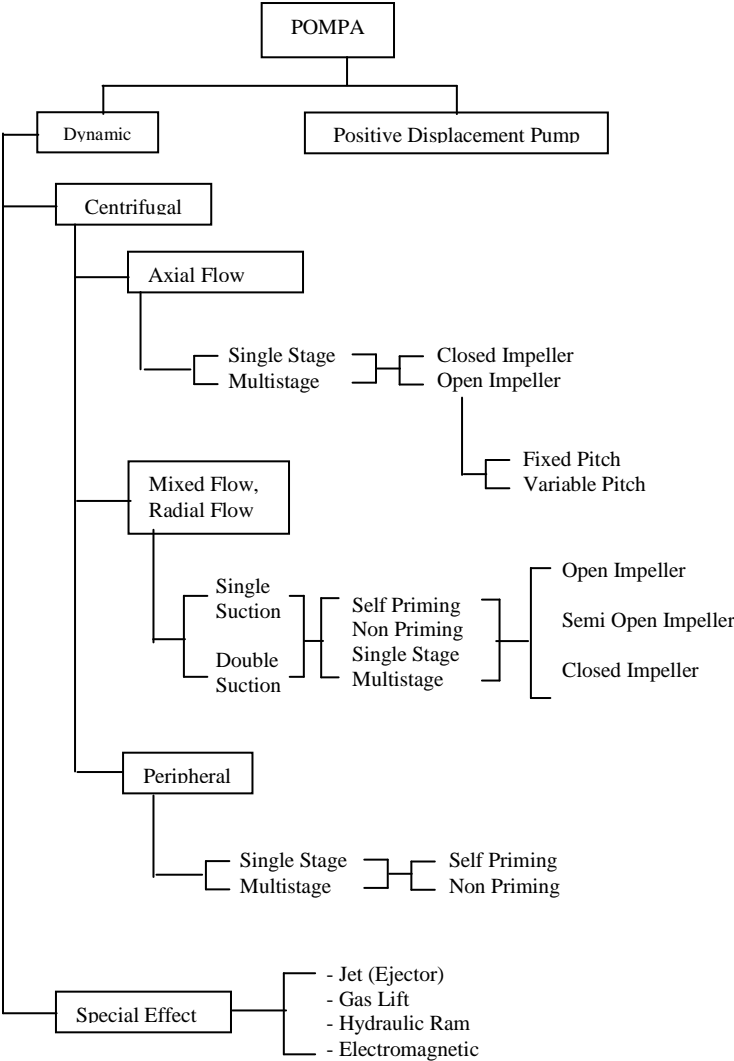
1. *Head* yang dihasilkan relative lebih tinggi dengan debit atau kapasitas yang relatif lebih kecil.
2. Mampu beroperasi pada *suction* yang kering, sehingga tidak memerlukan proses *priming* pada awal operasi ataupun pada saat menjalankan pompa.

Berdasarkan gerakan elemen yang bergerak, pompa *positive displacement* dibagi menjadi dua, yaitu pompa *reciprocating* yang memiliki gerakan maju-mundur dan pompa *rotary* yang memiliki gerakan berputar. Berikut ini adalah klasifikasi atau jenis pompa *positive displacement* dan masing-masing contoh pompanya.



Gambar 2.2 Klasifikasi Pompa *Positive Displacement*
(Igor J. Karrassik, 1976)

2.2.2 Pompa Non Positive Displacement



Gambar 2.3 Klasifikasi Pompa *Non-Positive Displacement*
(Igor J. Karrassik, 1976)

Pada pompa *non positive displacement*, perpindahan zat cair dikarenakan oleh gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh gerakan dari sudu-sudu atau *impeller*. Pompa ini mempunyai prinsip kerja yaitu mengkonversi energi kinetik yang selanjutnya dirubah menjadi energi potensial.

Ciri-ciri pompa *non positive displacement* adalah sebagai berikut :

1. *Head* yang dihasilkan relatif rendah dengan debit cairan yang lebih tinggi.
2. Tidak mampu beroperasi pada *suction* yang kering. Oleh sebab itu pipa *suction* harus berisi air penuh dengan air sampai dengan *impeller* pompa.

Yang termasuk dalam jenis pompa *non positive displacement* adalah sebagai berikut.

2.3 Pompa Sentrifugal

Pompa Sentrifugal adalah suatu pompa dengan piringan bersudu yang berputar untuk menaikkan momentum fluidanya. Prinsip kerjanya adalah dengan adanya putaran *impeller*, partikel-partikel fluida yang berada dalam *impeller* digerakkan dari *inlet suction* yang bertekanan vacuum ke *discharge* dengan tekanan atmosfer (atm). Gerakan ini menyebabkan tekanan yang ada dalam *inlet* terus menuju *casing* pompa selama fluida mengalir di dalam *impeller*. Partikel dipercepat dengan menaikkan tenaga kinetisnya. Energi kinetis ini dirubah menjadi energi potensial pada *casing*.

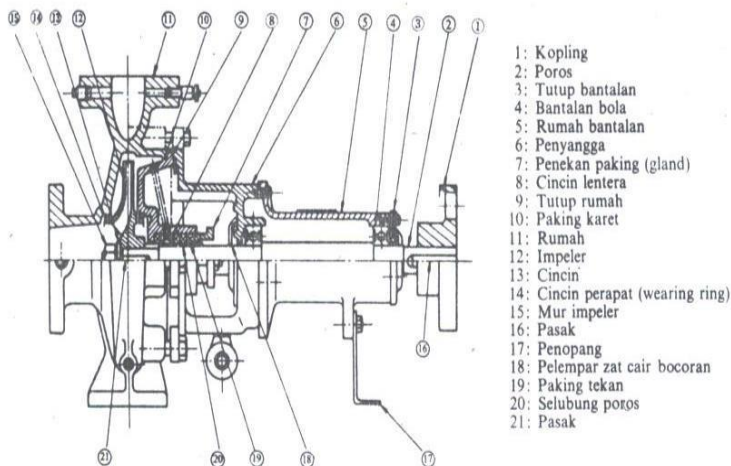
Berdasarkan arah alirannya, dibedakan menjadi tiga kelompok yaitu :

- a. Pompa aliran aksial (*Axial Flow*)
- b. Pompa aliran radial (*Radial Flow*)
- c. Pompa aliran gabungan (*Mixed Flow*)

2.4 Komponen Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal pada dasarnya terdiri dari satu *impeller* atau lebih dan dilengkapi dengan sudu-sudu yang dipasang pada

satu poros yang berputar. *Impeller* tersebut diselubungi atau ditutupi dengan sebuah rumah (*casing*).



Gambar 2.4 Bagian Pompa Sentrifugal
(Sularso Tahara Haruo, 2006)

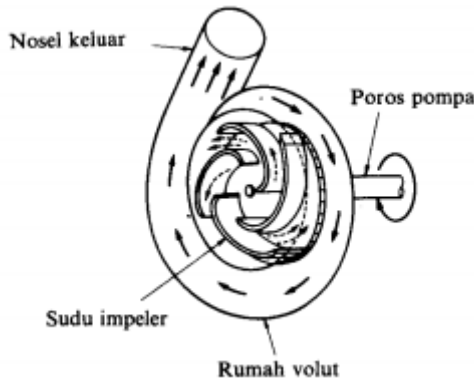
Pada umumnya, bagian pompa sentrifugal terdiri dari :

- *Impeller* : untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang dipompakan secara kontinu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perbedaan tekanan antara *suction* dengan *discharge*, dan juga karena perpindahan dari cairan yang masuk sebelumnya.
- *Casing*, karena didalamnya terdapat rumah keong (*Volute Chamber*) yang merupakan tempat memberikan arah aliran dari *impeller* dan mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis (*single stage*).
- *Stuffing Box*, berfungsi untuk menerima kebocoran pada daerah dimana poros pompa menembus *casing*.
- *Packing*, digunakan untuk mencegah dan mengurangi bocoran cairan dari casing pompa melalui poros.

- *Shaft*, berfungsi untuk meneruskan momen punter dari penggerak selama beroperasi dan tempat kedudukan impeller dan bagian-bagian berputar lainnya.
- *Shaft Sleeve*, berfungsi untuk melindungi poros dari erosi, korosi dan keausan pada *stuffing box*.
- *Vane*, sudu *impeller* sebagai tempat berlalunya cairan pada *impeller*.
- *Eye of Impeller*, merupakan bagian sisi masuk pada arah isap *impeller*.
- *Casing wearing ring*, berfungsi untuk memperkecil kebocoran cairan yang melewati bagian depan *impeller* maupun bagian belakang *impeller*, dengan cara memperkecil celah antara *casing* dengan *impeller*.
- *Discharge Nozzle*, berfungsi untuk mengeluarkan cairan dari *impeller*. Di dalam *nozzle* ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan.

2.5 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

Pada Gambar 2.5, impeller digunakan untuk mengangkat atau melemparkan fluida atau zat cair dari *suction* menuju *discharge*. Daya dari motor diberikan kepada poros untuk memutar impeller yang ada di dalam *casing*. Fluida yang ada di dalam impeller akan terlempar ke atas akibat dari sudu yang berputar. Karena timbul gaya sentrifugal, maka zat cair mengalir dari tengah impeller ke luar melalui saluran diantara sudu-sudu. Disini *head* tekanan fluida akan menjadi lebih tinggi. Demikian pula *head* kecepatannya bertambah besar karena fluida mengalami percepatan. Fluida yang keluar dari impeller ditampung oleh saluran berbentuk *volute* di keliling impeller dan disalurkan ke luar pompa melalui nozel. Di dalam nozel ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan. Berikut ini adalah gambar yang menunjukkan aliran fluida yang melewati impeller dari pompa sentrifugal :



Gambar 2.5 Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal
(Sularso Tahara Haruo, 2006)

Keuntungan Pompa Sentrifugal dibandingkan pompa Reciprocating diantaranya adalah :

1. Karena tidak menggunakan mekanisme katup, pompa ini dapat digunakan untuk memompa fluida yang mengandung pasir atau Lumpur.
2. Aliran yang dihasilkan lebih kontinyu (*continue*) bila dibandingkan dengan pompa reciprocating yang alirannya tersendat-sendat (*intermittent*).
3. Harga pembelian murah dan mudah perawatannya.
4. Karena tidak terjadi gesekan antara impeller dan casingnya sehingga keausannya lebih kecil.
5. Pengoperasiannya, pada putaran tinggi dapat dihubungkan langsung dengan motor penggeraknya.
6. Karena ukurannya relatif kecil, maka bobotnya ringan dan pondasinya kecil.

Kerugian Pompa Sentrifugal dibandingkan Pompa Reciprocating adalah sebagai berikut.

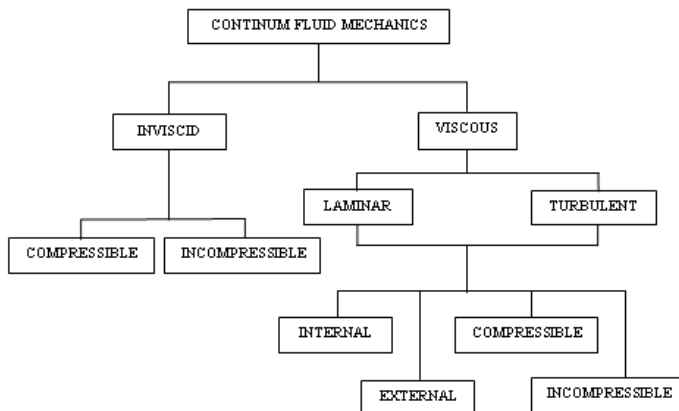
1. Untuk kapasitas kecil dan *head* yang besar, efisiensinya lebih kecil.

2. Agar pompa dapat bekerja lebih efisien, maka pompa harus bekerja pada titik kerjanya saja.
3. Untuk pompa dengan *head* yang tinggi dan kapasitas rendah sulit dibuat, terkecuali dibuat dengan tingkat yang lebih banyak (*multistage pump*)
4. memerlukan priming untuk menggerakkannya.

2.6 Jenis Aliran Fluida

Karena sulitnya menganalisa partikel cairan secara mikroskopis, maka dilakukan pendekatan secara makroskopis dengan anggapan sudah cukup memadai, ini berarti kita harus mengansumsikan *fluida* yang “*continuum*”, sebagai konsekuensinya bahwa seluruh *properties fluida* merupakan suatu fungsi dari kedudukan dan waktu.

Dengan adanya *properties fluida* ini, maka unjuk kerja pompa juga akan berpengaruh. Karena ada variasi dari bentuk aliran yang dihasilkan. Keberadaan bentuk aliran ini sangat menentukan di dalam perencanaan instalasi pompa.



Gambar 2.6 Klasifikasi jenis fluida
(Fox and McDonald's, 2010)

2.6.1 Aliran Viscous

Aliran *viscous* adalah jenis aliran fluida yang memiliki kekentalan atau viscous ($\mu > 0$). Viskositas fluida sangat berpengaruh saat fluida mengalir di suatu plat datar ataupun pipa yang dapat menghasilkan tegangan geser di dinding saluran tersebut.

2.6.2 Aliran Laminar dan Turbulen

Aliran suatu *fluida* dibedakan menjadi dua tipe, yaitu aliran *laminar* dan aliran *turbulen*. Aliran dikatakan *laminar* bila partikel-partikel *fluida* yang bergerak secara teratur mengikuti lintasan yang sejajar pipa dan bergerak dengan kecepatan yang sama. Aliran ini terjadi bila kecepatan kecil dan kekentalan yang besar. Sedangkan aliran disebut *turbulen* bila tiap partikel *fluida* bergerak mengikuti lintasan sembarang di sepanjang pipa dan hanya gerakan rata-rata saja yang mengikuti sumbu pipa. Aliran ini terjadi apabila kecepatan besar dan kekentalan *fluida* yang kecil.

Kekentalan (*viskositas*) berpengaruh besar sehingga dapat meredam gangguan yang mengakibatkan aliran menjadi *turbulen*. Dengan berkurangnya kekentalan dan bertambahnya kecepatan aliran maka daya redam terhadap gangguan akan berkurang yang sampai pada batas tertentu akan menyebabkan terjadinya perubahan aliran dari *Laminar* menjadi *Turbulen*.

Koefisien gesekan untuk suatu pipa silindris merupakan *Bilangan Reynold (Re)*. Untuk menentukan tipe aliran apakah *laminar* atau *turbulen* dapat digunakan rumus di bawah ini :

$$Re = \frac{\bar{V}.D}{\nu} \quad (2.1)$$

Dimana :

- Re = bilangan *Reynold*
- \bar{V} = kecepatan aliran *fluida* (m/s)
- D = diameter dalam pipa (m)

ν = viskositas kinematik zat cair (m^2/s)

Bila :

- $\text{Re} < 2.300$, aliran bersifat laminar
- $\text{Re} > 2.300$, aliran bersifat turbulent
- $4.000 > \text{Re} > 2.300$ terdapat daerah transisi, dimana aliran dapat bersifat laminar atau turbulent

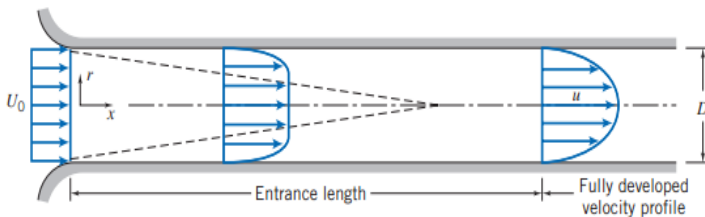
tergantung pada kondisi pipa dan aliran

Aliran *transisi* merupakan dimana aliran dapat bersifat *laminar* atau *turbulen* tergantung dari kondisi pipa dan aliran.

2.6.3 Aliran *Internal*

Aliran *internal* adalah aliran dimana *fluida* yang mengalir yang dibatasi oleh suatu batasan atau *boundary* berupa benda *solid*, seperti aliran yang berada di dalam pipa.

Aliran *external* adalah aliran yang tidak dibatasi oleh suatu permukaan zat lainnya atau aliran yang melintasi suatu permukaan benda seperti plat. Batasan kontrol volume yang biasanya digunakan adalah hingga *fluida* yang melewati suatu benda *solid* (padat).



Gambar 2.7 Profil kecepatan aliran memasuki pipa
(Fox and McDonald, 2010)

Aliran yang masuk pada pipa adalah aliran *uniform* dengan kecepatan U_0 . Karena aliran merupakan aliran *viscous*, maka pada dindingnya terjadi lapisan batas (*boundary layer*).

Aliran *viscous* yang ada di dalam *boundary layer* tersebut pengaruh *viskositasnya* relatif besar, sehingga profil kecepatannya tidak *uniform* lagi seperti pada gambar 2.5.

Perubahan profil kecepatan dalam aliran ini memiliki batas tertentu. Apabila *boundary layer* tersebut bertemu pada satu titik, maka profil kecepatannya akan tetap. Aliran yang telah berkembang penuh ini dinamakan aliran *fully developed*. Jarak dari saat mula-mula aliran masuk sampai menjadi *fully developed* disebut dengan *Entrance Length*. Kecepatan aliran rata-rata yang terjadi adalah :

\bar{V} ini tentunya harus bernilai sama dengan U_0 . Jadi, nilai $\bar{V} = U_0 = \text{konstan}$. Panjang *entrance length* (L) untuk aliran *laminar* merupakan fungsi bilangan *reynold* :

$$\frac{L}{D} \cong 0,06 \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu}$$

Dimana :

$$\bar{V} = \frac{Q}{A} \text{ adalah kecepatan rata-rata.}$$

- Karena laju aliran (*flow rate*)

$$Q = A \cdot \bar{V} = A \cdot U_0, \text{ dimana } \bar{V} = U_0$$

Untuk aliran *laminar* dalam pipa $Re < 2300$, maka *entrance length* (L) didapat:

$$L \cong 0,06 Re \cdot D \leq (0,06)(2300)D = 138D$$

(Ref: Fox and McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*)

Sedangkan untuk aliran *turbulen*, karena *boundary layer* muncul lebih cepat maka panjang *entrance length* akan menjadi lebih pendek yaitu ± 25 sampai 40 kali diameter pipa.

2.6.4 Aliran Inkompresibel

Aliran Inkompresibel adalah aliran yang melewati suatu benda padat dan apabila terjadi perubahan temperature yang dapat berpengaruh pada density / massa jenis (ρ), hal ini dapat diabaikan karena perubahan density tidak secara signifikan contoh adalah fluida cair ($\rho_1 = \rho_2$)

Untuk dapat membedakan jenis aliran *compressible* atau *incompressible* tersebut, dapat dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan bilangan *Mach* (M)

$$M = \frac{\bar{v}}{c}$$

Dimana :

M = bilangan Mach

\bar{v} = Kecepatan rata-rata aliran

c = Kecepatan rambat bunyi lokal

Sehingga untuk *mach number* < 0.3 adalah aliran *Incompressible*. Sedangkan untuk *mach number* > 0.3 adalah aliran *compressible*.

2.7 Persamaan Kontinuitas

Suatu sistem dapat didefinisikan sebagai kumpulan yang massanya tidak berubah, sehingga prinsip kekekalan massa dapat ditulis secara sederhana, sebagai berikut :

$$\left(\frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0$$

Dimana laju perubahan massa terhadap waktu adalah 0. Sehingga persamaan kontinuitas atau konversi massa, dapat ditulis sebagai berikut :

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot dV + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dengan asumsi :

- Aliran fluida adalah inkompresibel
- Aliran fluida kerjanya adalah steady state

Sehingga persamaan di atas menjadi :

$$0 = \cancel{\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot dV} + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Menjadi,

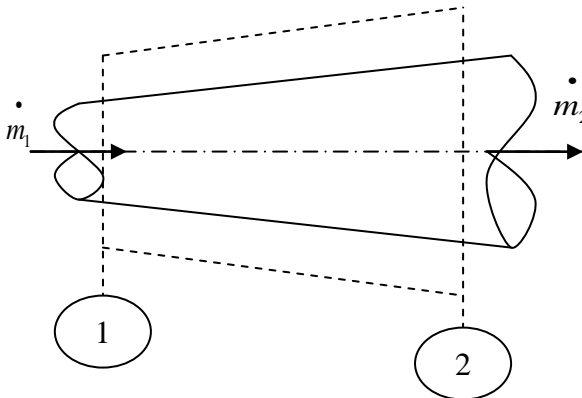
$$0 = \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dengan mengintegalkan persamaan di atas, maka di dapat persamaan kontinuitas sebagai berikut :

$$0 = -[\rho_1 \cdot \bar{V}_1 \cdot A_1] + [\rho_2 \cdot \bar{V}_2 \cdot A_2]$$

Atau

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.2)$$



Gambar 2.8 Persamaan Kontinuitas dengan Volume Atur

Dimana :

$\rho = \text{density (kg/m}^3\text{)}$

$V = \text{Kecepatan aliran fluida (m/s)}$

$A = \text{Luas penampang (m}^2\text{)}$

2.8 Hukum Pertama Termodinamika

Hukum pertama termodinamika menyatakan tentang kekekalan energi (*conservation of energy*). Persamaannya sebagai berikut :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \left[\frac{dE}{dt} \right]_{\text{system}} \quad (2.3)$$

Sehingga didapat :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.4)$$

Besarnya kerja pada volume atur dibagi menjadi empat kelompok, yaitu :

$$\dot{W} = \dot{W}_s + \dot{W}_{normal} + \dot{W}_{shear} + \dot{W}_{other}$$

Maka hukum pertama termodinamika menjadi :

$$(\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.5)$$

Dimana:

\dot{W}_{shaft} = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan poros

\dot{W}_{normal} = kerja persatuan waktu yang ditimbulkan oleh tegangan normal

\dot{W}_{shear} = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan geser

\dot{W}_{other} = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh kelistrikan

2.9 Tinggi - Tekan (*Head*)

Head / tinggi tekan adalah ketinggian kolom *fluida* yang harus dicapai *fluida* untuk memperoleh jumlah energi yang sama dengan yang dikandung oleh satu satuan bobot *fluida* yang sama. *head* ini ada dalam tiga bentuk, yaitu :

2.9.1 *Head* Potensial

Didasarkan pada ketinggian *fluida* di atas bidang datar. Jadi suatu kolom *fluida* setinggi 1 meter mengandung jumlah energi yang disebabkan oleh posisinya dan dikatakan *fluida* tersebut memiliki *head* sebesar 2 meter kolom air (Z).

2.9.2 *Head* Kecepatan / Kinetik

Suatu ukuran energi kinetik yang dikandung satu satuan bobot *fluida* yang disebabkan oleh kecepatan dan

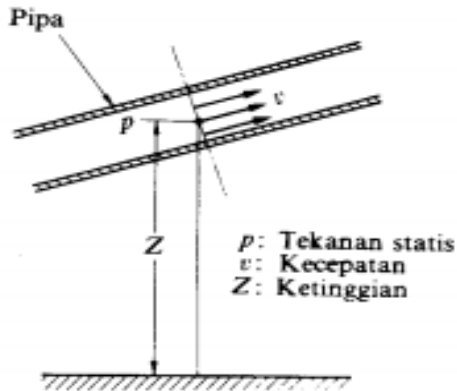
dinyatakan dengan persamaan $\frac{\overline{V^2}}{2 \cdot g}$.

2.9.3 *Head* Tekanan

Energi yang dikandung *fluida* akibat tekanannya yang dinyatakan dengan persamaan $\frac{P}{\gamma}$.

Energi mekanik total adalah energi *fluida* yang memiliki kemampuan untuk melakukan kerja. Ketinggian (Z) yang dimiliki aliran diukur dari bidang datar yang sudah ditentukan. Berikut ini

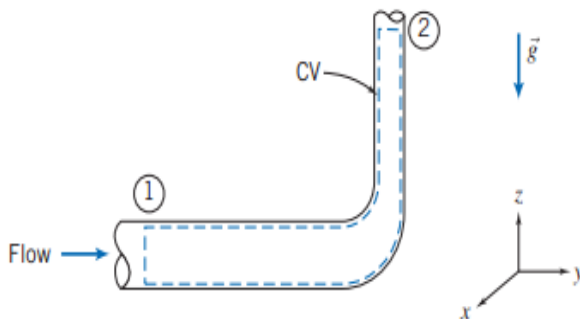
adalah gambar yang memperjelas untuk tinggi tekan (*Head*) yang dimiliki aliran :



Gambar 2.9 Metode Mengukur *Head*

2.10 Persamaan Bernoulli

Persamaan ini didapat dari penurunan persamaan Hukum Termodinamika I (Persamaan 2.6)



Gambar 2.10 Kontrol Volume dan koordinat untuk analisis aliran energi yang melewati elbow 90°

Untuk mengkaji energi yang hilang atau kerugian tinggi tekan yang terjadi pada aliran yang melalui pipa, digunakan persamaan energi, yaitu :

$$(\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} (e + Pv) \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.7)$$

Dimana :

$$e = u + \frac{\bar{V}^2}{2} + g \cdot z$$

Dengan asumsi :

1. $\dot{W}_s = 0$, $\dot{W}_{other} = 0$
2. $\dot{W}_{shear} = 0$ (meskipun terdapat tegangan geser pada dinding-dinding belokan, tetapi kecepatan pada dinding adalah nol)
3. *Steady Flow* ($\forall = 0$)
4. *Incompressible*
5. Energi dalam dan tekanan pada tiap penampang *uniform*.

Dengan asumsi di atas, maka persamaan 2.7 menjadi :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (u_2 - u_1) + \dot{m} \left(\frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \dot{m} \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \left(\int_{A_2} \frac{\bar{V}_2^2}{2} \cdot \rho \cdot \bar{V}_2 \cdot dA_2 - \int_{A_1} \frac{\bar{V}_1^2}{2} \cdot \rho \cdot \bar{V}_1 \cdot dA_1 \right)$$

Karena aliran bersifat *viscous*, terlihat pada gambar bahwa kecepatan aliran pada penampang 1 dan 2 tidak *uniform*. Untuk menyelesaikannya, digunakan kecepatan rata-rata ke dalam persamaan energi. Untuk mengeliminasi tanda integral digunakan koefisien energi kinetik (α).

Maka persamaan menjadi :

$$\dot{Q} - \frac{\dot{W}}{m \cdot g} = \left(\frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} + g \cdot z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2} + g \cdot z_1 \right) = (u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} \quad (2.8)$$

Dimana :

$(u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m}$ = kerugian energi dalam karena energi panas yang timbul disebabkan oleh gesekan *fluida* cair dengan dinding saluran (H_{loss}).

Bila persamaan 2.8 dikalikan dengan $\frac{1}{g}$ maka persamaan menjadi :

$$\left(\frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2 \cdot g} + z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2 \cdot g} + z_1 \right) = \text{Head} \quad (2.9)$$

Dengan asumsi aliran *turbulent* pada tiap penampang, maka :

$$\alpha = 1$$

Sehingga persamaan menjadi,

$$\text{Head} = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left(\frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2 \cdot g} \right) + (z_2 - z_1) \quad (2.10)$$

Untuk laluan yang aktual, tinggi - tekan tidak selalu bernilai konstan. Hal ini dikarenakan oleh rugi-rugi *turbulensi* yang dapat ditulis sebagai berikut :

$$\text{Head} = \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_1^2}{2 \cdot g} + z_1 \right) = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2}{2 \cdot g} + z_2 \right) + \sum H_{LT} \quad (2.11)$$

Dimana :

P_1 = tekanan pada kondisi awal (*suction*)

P_2 = tekanan pada kondisi akhir (*discharge*)

\bar{V}_1 = kecepatan pada kondisi awal (*suction*)

\bar{V}_2 = kecepatan pada kondisi akhir (*discharge*)

$\sum H_{LT}$ = jumlah *Head loss total*

Energi total yang diberi tanda H sama dengan ketinggian tinggi tekan , atau :

$$\left(\frac{P}{\gamma} + \frac{\bar{V}^2}{2.g} + z \right) = H$$

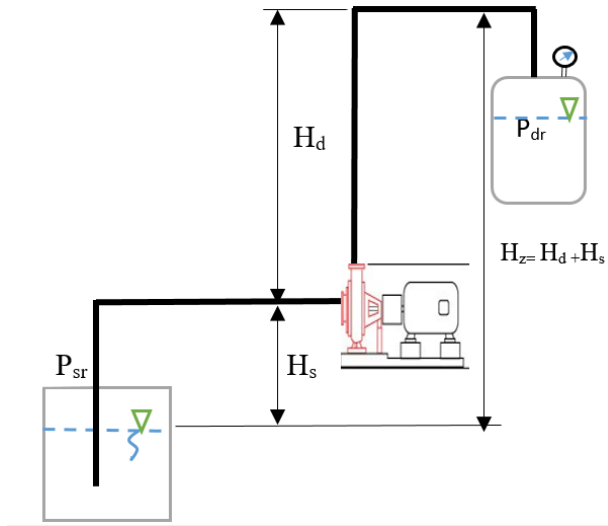
Karena energi tidak dapat muncul atau hilang begitu saja, H adalah konstan (dengan mengabaikan rugi-rugi). Persamaan ini disebut dengan persamaan *Bernoulli*.

2.11 Head Efektif Instalasi Pompa

Merupakan besarnya *head* yang harus diatasi oleh pompa dari seluruh komponen yang ada, diantaranya adalah karena perbedaan tekanan, perbedaan kecepatan, perbedaan kerugian (kerugian mekanis, volumetris, dinamis dan kerugian listrik). Persamaan *head* instalasi sebagai berikut :

$$H_{eff} = \sum H_{st} + \sum H_{din}$$

$$H_{eff} = \left(\left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (H_d - H_s) \right) + \left(\left(\frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2.g} \right) + \sum H_{LT} \right) \quad (2.13)$$



Gambar 2.11 *Head efektif instalasi*

2.11.1 *Head Statis*

Adalah perbedaan tinggi permukaan fluida pada bagian hisap dengan bagian tekan. *Head statis* tidak dipengaruhi oleh debit, hanya pada perbedaan tekanan dan ketinggian.

$$\sum H_{st} = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (H_d - H_s) \quad (2.12)$$

Dimana :

H_{st} = *Head Statis* total (m)

P_1 = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

P_2 = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

γ = berat jenis *fluida* $\left(\frac{N}{m^3} \right)$

H_d = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

H_s = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

➤ *Head statis* terdiri dari :

1. Head tekanan (*Pressure Head*)

Merupakan energi yang terdapat di dalam *fluida* akibat perbedaan tekanan antara *discharge reservoir* dan *suction reservoir*.

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \quad (2.13)$$

Dimana :

H_p = *Head statis* total (m)

P_1 = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

P_2 = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

γ = berat jenis *fluida* $\left(\frac{N}{m^3} \right)$

2.11.2 Head ketinggian (*Elevation Head*)

Merupakan perbedaan ketinggian dari permukaan *fluida* pada sisi *discharge reservoir* dan *suction reservoir* dengan acuan garis sumbu tengah pompa.

$$H_z = H_d - H_s \quad (2.14)$$

Dimana :

H_z = *Head elevasi* (m)

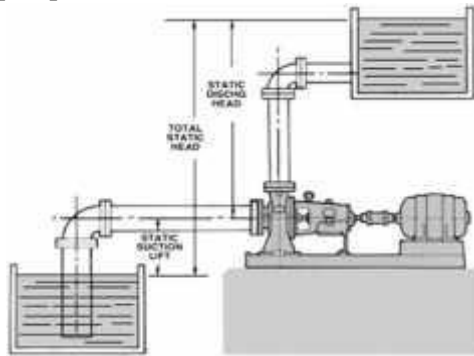
H_d = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

H_s = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

Terdapat dua macam ketinggian *head* instalasi , yaitu:

a. *Suction Lift*

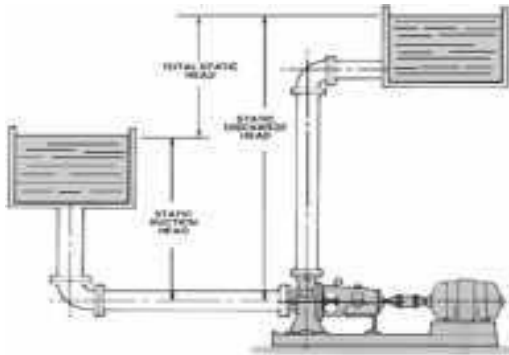
Suction lift adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari permukaan *fluida* yang harus dipompakan terhadap garis sumbu tengah pompa. *Suction Lift* diperoleh mulai dari garis tengah sumbu pompa sampai permukaan sumber suplai (*suction tank*). Gambar 2.9 merupakan contoh instalasi *suction Lift*. Nilai $(H_d - H_s)$ bernilai positif (+), karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih rendah dari sumbu tengah pompa.



Gambar 2.12 Instalasi *Suction Lift*
(Hicks, *Pump Application Engineering*, 1971)

b. *Suction Head*

Suction head adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari garis sumbu tengah pompa hingga ketinggian *fluida* yang dipompakan. *Suction head* diperoleh mulai dari permukaan sumber suplai (*suction tank*) yang berada di atas garis tengah sumbu pompa. Gambar 2.10 merupakan contoh instalasi *suction head*. Nilai $(H_d - H_s)$ bernilai negatif (-), karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih tinggi dari sumbu tengah pompa.



Gambar 2.13 Instalasi *Suction Head*
(Hicks, *Pump Application Engineering*, 1971)

2.11.3 *Head Dinamis*

Head dinamis adalah *head* yang terdiri dari *velocity head* dan *head loss*. Untuk penjelasannya dapat dilihat pada persamaan di bawah ini :

$$\sum H_{din} = \left(\frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2.g} \right) + \sum H_{LT} \quad (2.15)$$

Dimana :

$\sum H_{din}$ = *Head* dinamis (m)

$\sum H_{LT}$ = kerugian tinggi tekan (m)

\bar{V}_d = kecepatan aliran *discharge* (m/s)

\bar{V}_s = kecepatan aliran *suction* (m/s)

g = percepatan gravitasi (9,81 m/s²)

➤ Head dinamis terdiri dari :

1) **Velocity Head**

adalah *head* yang disebabkan karena adanya perbedaan kecepatan yang keluar dari *suction reservoir* dan masuk ke dalam *discharge reservoir*. Velocity head ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$H_v = \frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2 \cdot g} \quad (2.16)$$

Dimana :

\bar{V}_d = kecepatan aliran *discharge* (m/s)

\bar{V}_s = kecepatan aliran *suction* (m/s)

g = percepatan gravitasi (9,81 m/s²)

2) **Total Kerugian Tinggi-Tekan (*Head Loss Total*)**

Head Loss Total (total kerugian tinggi tekan) merupakan jumlah suatu kerugian yang dialami aliran *fluida* selama bersirkulasi dimana kerugian itu tergantung pada geometri penampang saluran dan parameter-parameter *fluida* serta aliran itu sendiri. Kerugian tinggi tekan (*Head loss*) dapat dibedakan atas, kerugian dalam pipa (*major losses*) dan kerugian pada perubahan geometri (*minor losses*). Untuk persamaan total kerugian tinggi tekan adalah :

$$\sum H_{LT} = H_l + \sum H_{lm} \quad (2.17)$$

$$\sum H_{LT} = \left(f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \right) + \left(K \cdot \frac{V^2}{2g} \right)$$

2.a) **Head Loss Mayor**

Kerugian aliran *fluida* yang disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara *fluida* dengan dinding pipa atau perubahan kecepatan yang dialami oleh aliran *fluida* (kerugian kecil).

Kerugian *head* akibat gesekan dapat dihitung dengan menggunakan salah satu dari rumus berikut :

Persamaan Darcy – Weisbach

$$H_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \quad (2.18)$$

Dimana :

H_l = kerugian *head* karena gesekan (m)

f = faktor gesekan

D = diameter pipa (m)

\bar{V} = kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

g = gravitasi bumi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

Untuk aliran *laminar*, faktor gesekan dapat dinyatakan dengan rumus :

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (2.19)$$

Untuk aliran *turbulen*, faktor gesekan dibedakan menjadi :

- a. Untuk pipa halus, hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

$$\text{Blasius : } f = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} \quad (2.20)$$

untuk $3000 \leq \text{Re} \leq 100000$

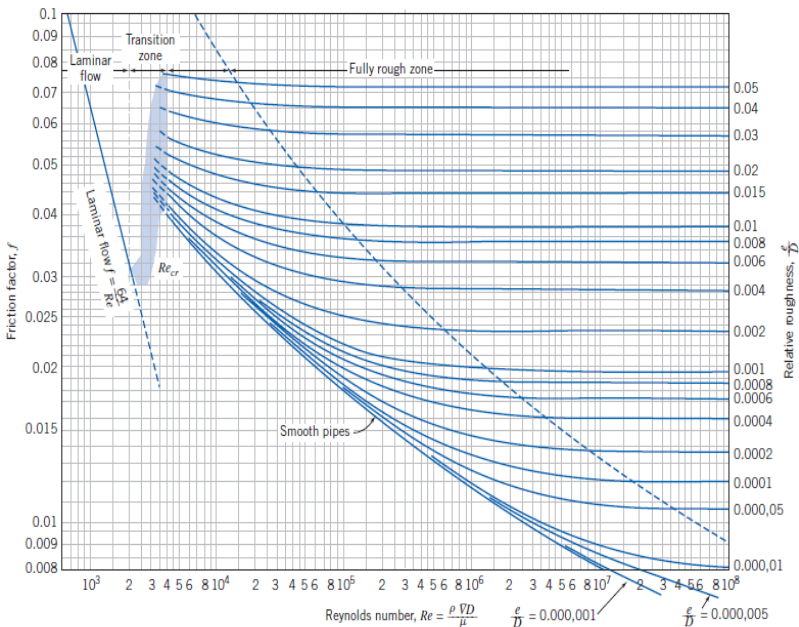
- b. Untuk pipa kasar dan halus , hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (2.21)$$

Untuk menggunakan persamaan ini dilakukan dengan menggunakan iterasi yang membuat harga *f* dapat lebih akurat. Adapun cara lain untuk mempermudah mencari harga *friction factor* (*f*), dapat menggunakan *moody diagram* dengan fungsi *reynold number* (*Re*) dan *e/d* terhadap *friction factor* (*f*).

Persamaan *Colebrook-White* berlaku untuk seluruh kisaran aliran *non laminar* dalam *diagram moody*.



Gambar 2.14 Moody Diagram
(Fox and McDonald, 2010)

2.b) **Head Loss Minor**

Selain kerugian *head loss mayor*, juga terdapat kerugian yang disebabkan karena kelengkungan pipa seperti belokan, siku, sambungan, katup dan sebagainya yang disebut dengan kerugian kecil (*Head Loss Minor*). Besarnya kerugian minor, yaitu :

$$\sum H_{lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.22)$$

Dimana :

\bar{V} = kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

g = gravitasi bumi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

K = koefisien kerugian (minor losses) pipa

Dimana harga K dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$K = f \cdot \frac{L_e}{D} \quad (2.23)$$

Dimana harga K dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$\sum H_{lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.24)$$

dimana :

$NPSH_A$ = yang tersedia pada instalasi (m kolom minyak)

$\frac{P_a}{\gamma}$ = tekanan absolut diatas permukaan cairan pada suction
reservoir (m kolom minyak)

$\frac{P_v}{\gamma}$ = tekanan uap cairan yang dipompa pada temperature
pemompaan (m kolom minyak)

h_s = *Head* hisap statis (m kolom minyak)

$\sum H_l$ = *Head* loss pada pipa hisap (m kolom minyak)

2.12.2 *Net Positive Suction Head Required (NPSH_R)*

$NPSH_R$ adalah NPSH yang diisyaratkan pompa yang bersangkutan supaya bisa bekerja. $NPSH_R$ ini ditentukan oleh pabrik pembuat pompa tersebut yang besarnya tergantung dari banyak faktor, antara lain : desain impellernya, kecepatan putaran, sifat fluida yang dipompa. Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka harus dipenuhi persyaratan sebagai berikut :

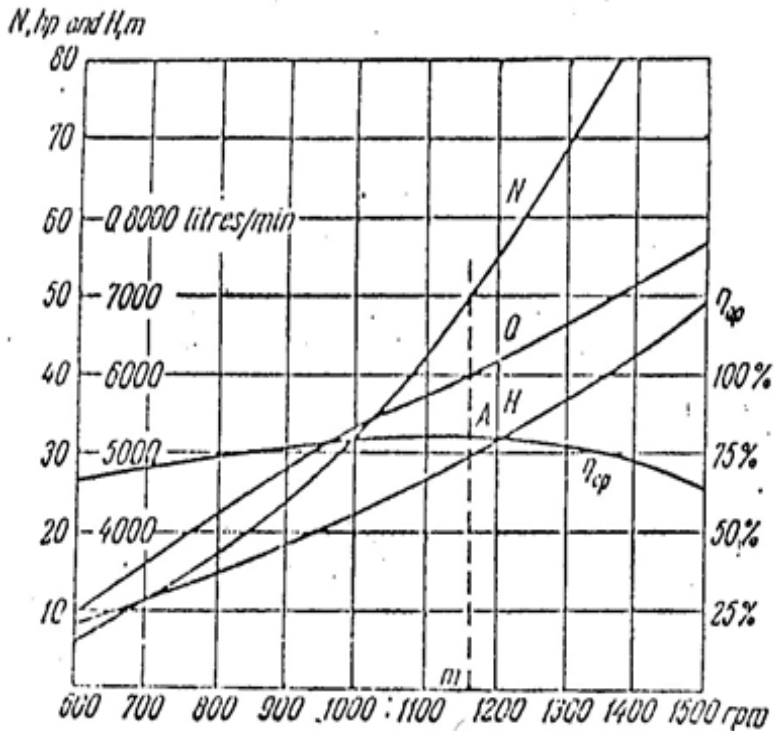
$$NPSH_A > NPSH_R$$

2.13 **Kurva Karakteristik Pompa**

Karakteristik pompa adalah kurva yang menghubungkan suatu performa dengan performa yang lainnya saat beroperasi. Performa pompa yaitu *head* (H), kapasitas(Q), daya pompa dan efisiensi (η). Secara umum karakteristik pompa sentrifugal terbagi menjadi 3, yaitu :

2.13.1 **Karakteristik Utama**

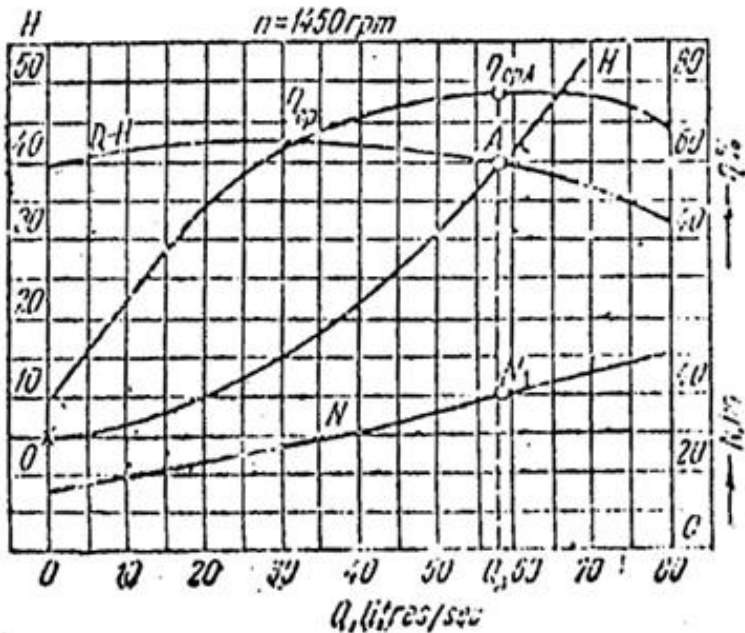
Adalah kurva karakteristik yang menunjukkan hubungan *head* dan kapasitas dengan perubahan putaran-putaran pompa yang dapat menyebabkan perubahan kecepatan impeller. Di bawah ini adalah grafik karakteristik utama :



Gambar 2.16 Karakteristik Utama
(Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*)

2.13.2 Karakteristik Kerja

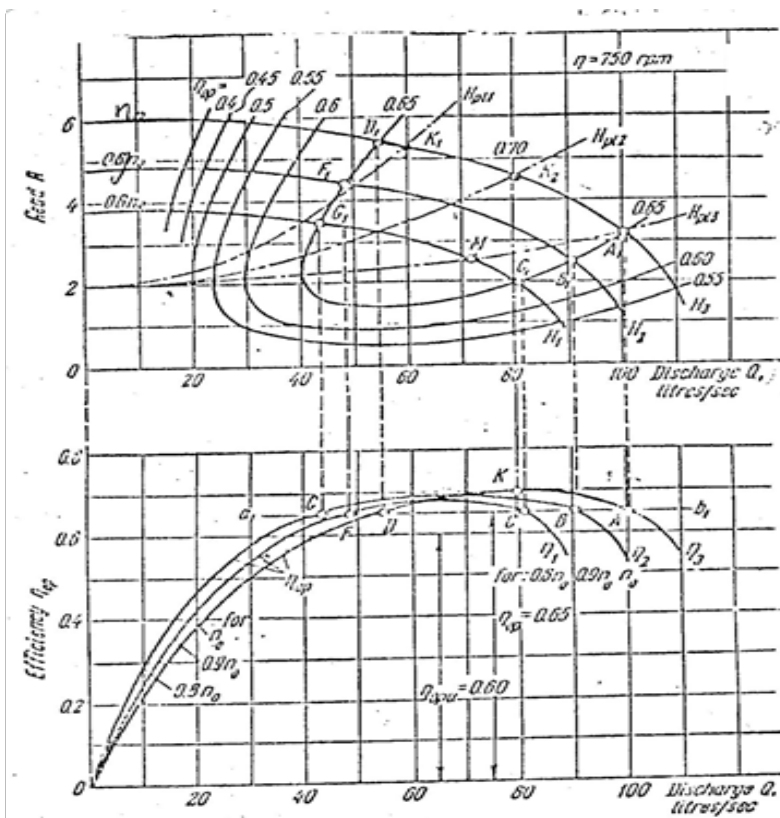
Adalah kurva karakteristik yang diplot berdasarkan kecepatan impeler (putaran pompa) yang konstan. Kurva ini divariasikan harga kapasitasnya dengan membuka/menutup *valve-valve* yang ada agar bisa mendapatkan titik kerja yang optimal dengan kurva kapasitas (Q) fungsi *head*.



Gambar 2.17 Karakteristik Kerja
(Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*)

2.13.3 Karakteristik Universal

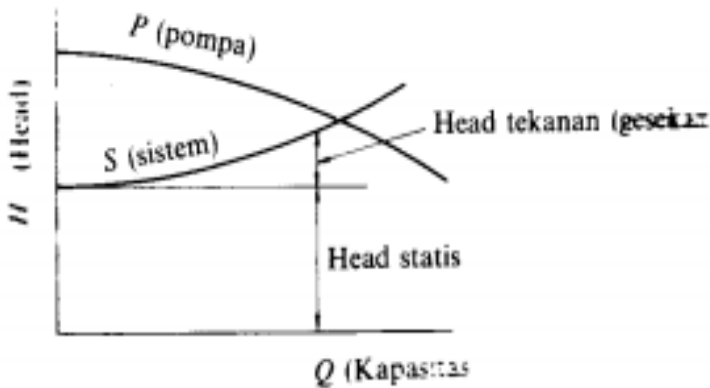
Adalah kurva yang merupakan gabungan dari karakteristik utama dan karakteristik kerja. Kurva ini digunakan untuk menentukan parameter-parameter pompa untuk berbagai kondisi operasi.



Gambar 2.18 Karakteristik Universal
(Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*)

2.13.4 Titik Operasi Pompa

Titik operasi pompa adalah titik dimana menunjukkan kapasitas aliran pada head tertentu yang bekerja dengan performa yang baik. Titik operasi pompa ini ditentukan oleh perpotongan kurva sistem dengan kurva pompa yang ditunjukkan seperti pada gambar 2.19.

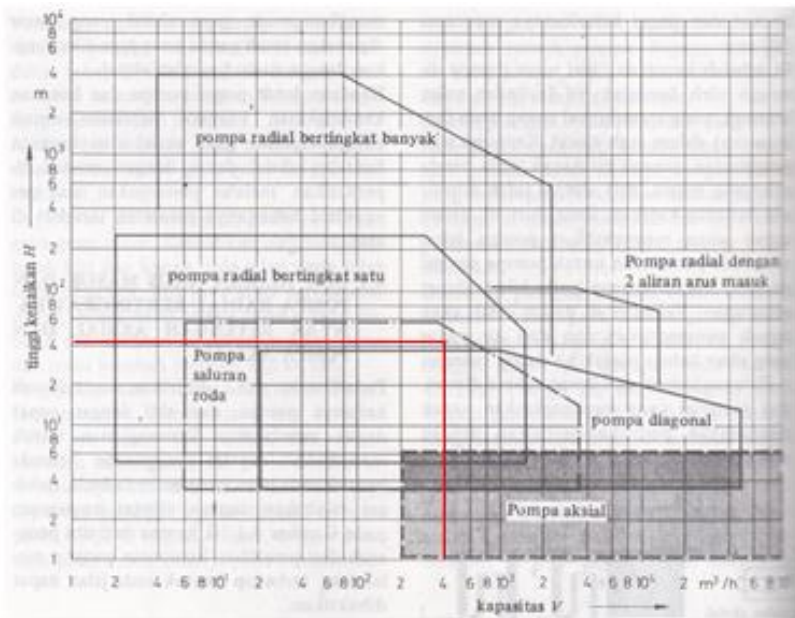


Gambar 2.19 Titik Operasi Pompa
(Sularso Tahara Haruo, 2006)

Titik operasional pompa harus sedapat mungkin dijaga agar selalu berada pada area efisiensi pompa tertinggi. Terutama bila pengoperasian pompa digunakan pada sistem yang memerlukan variasi *head* dan besar aliran fluida yang akan menggeser kurva sistem.

2.14 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas

Dalam beberapa hal, untuk kapasitas dan *head* efektif pompa yang diperlukan, terdapat lebih dari satu jenis pompa yang dapat dipilih. Untuk itu dapat dilihat diagram yang ada di bawah ini :



Gambar 2.20 Daerah Kerja Beberapa Jenis Konstruksi Pompa
(Dakso Sriyono dan Prof.Ing. Fritz Dietzel, 1993)

Untuk menentukan pompa sentrifugal yang tepat yang digunakan pada sebuah sistem, maka kurva karakteristik pompa dan kurva karakteristik sistem digabungkan. Titik pertemuan antara kedua kurva tersebut merupakan titik operasional. Titik operasional paling optimal adalah jika titik pertemuan antara kedua kurva tersebut berada pada area *BEP* (*Best Efficiency Point*).

2.15 Koreksi Performa untuk Zat Cair Kental

Jika pompa dipakai untuk memompa zat cair yang mempunyai viskositas lebih tinggi dari pada air, maka performansi pompa akan menurun. Jika spesifikasi pompa telah ditentukan atas dasar zat cair yang akan dipompa, maka dalam pemilihan sebuah pompa perlu dicari spesifikasi yang

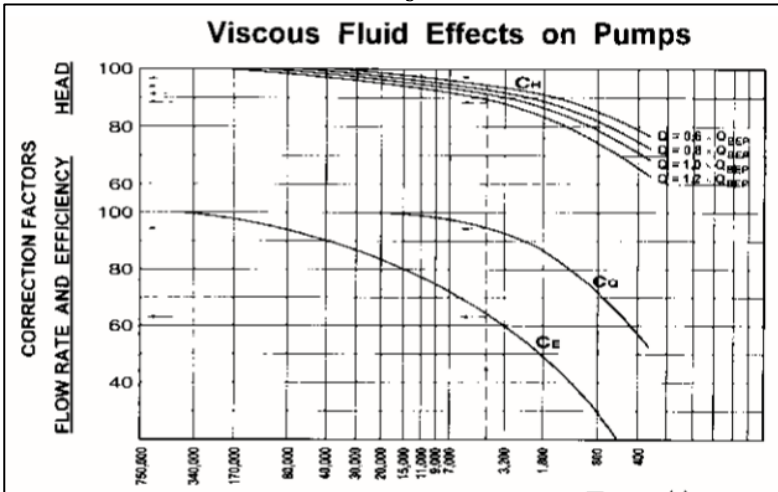
sesuai untuk mengoperasikan pompa yang sama dengan air bersih. Dimana kapasitas, head total pompa, dan perbandingan reduksi, C_Q , C_H , C_η dari efisiensi pompa harus ditentukan lebih dahulu menurut gambar selanjutnya hubungan antara spesifikasi-spesifikasi dapat diperoleh dari persamaan berikut:

$$C_Q = Q/Q_w$$

$$H_0 = C_H H_w$$

$$\eta_0 = C_\eta \eta_w$$

Disini menyatakan kapasitas, head total pompa. Index w dan 0 menyatakan “air bersih” dan “zat kental”. Satuan viskositas 1 centistokes = 10^{-2} stokes = $10^{-6} \frac{m^2}{s}$.



Gambar 2.21 Koreksi Performansi untuk Zat Cair Kental
Igor J. Karassik, Pump Handbook, 1960

2.16 Daya Penggerak

2.16.1 Daya Pompa / Daya Fluida (WHP)

Daya fluida adalah energi yang diterima oleh fluida dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan nantinya akan dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$WHP = \gamma \times Q_{act} \times H$$

Dimana :

WHP = Daya Pompa (watt)

γ = Berat spesifik fluida (N/m³)

Q_{act} = Kapasitas Aktual Pompa (m³/s)

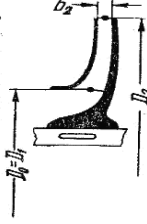
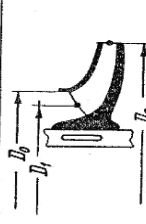
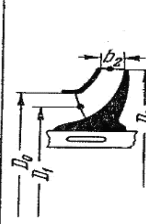
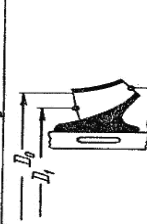
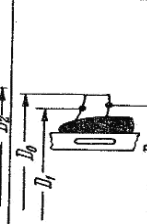
H = Head pompa (m)

2.16.2 Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller

Dengan putaran pompa yang sudah diketahui dari penggerak motornya, sehingga dapat ditentukan putaran spesifiknya dengan menggunakan persamaan : (Ref. Khetagurov, *Marine Auxiliary Machinery and System*)

$$n_s = n \times \sqrt{\frac{\rho_{fluid}}{75}} \times \frac{n\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

Dengan mengetahui putaran spesifik ini, dapat diketahui jenis pompa dan bentuk impeller seperti pada tabel di bawah ini :

| <i>Centrifugal pumps</i> | | | <i>Mixed-flow impeller</i> | <i>Axial-flow impeller</i> |
|--|--|--|--|--|
| <i>Low-speed impeller</i> | <i>Moderate-speed impeller</i> | <i>High-speed impeller</i> | | |
|  |  |  |  |  |
| $n_{st} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$ | $n_{st} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$ | $n_{st} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$ | $n_{st} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$ | $n_{st} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$ |

Gambar 2.22 Putaran spesifik dan bentuk *impeller*
(Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*)

2.16.3 Daya Poros (P_{shaft})

Daya poros adalah daya yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa. Hal ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

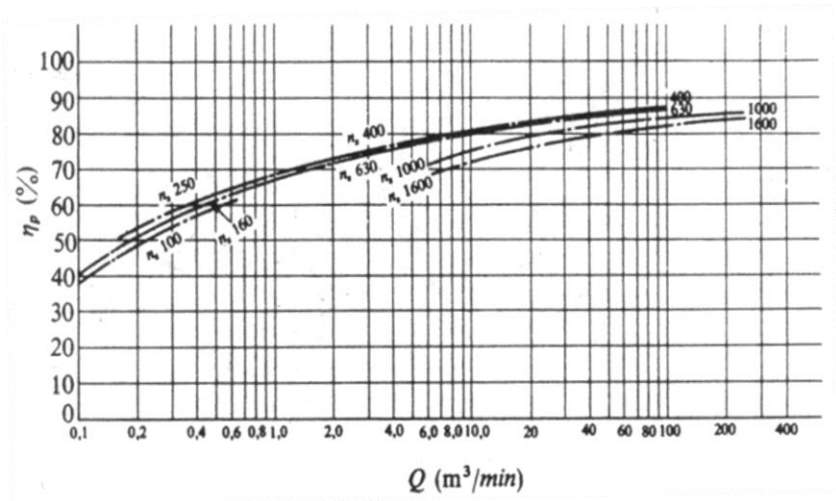
Dimana :

P_{shaft} = Daya Poros (Watt)

WHP = Daya Pompa / Daya Air (Watt)

η_p = Efisiensi Pompa (desimal)

Harga-harga standar efisiensi pompa (η_p) diberikan dalam gambar di bawah ini. Efisiensi pompa untuk pompa-pompa jenis khusus harus diperoleh dari pabrik pembuatnya.



Gambar 2.23 Efisiensi Standar Pompa
(Sularso Tahara Haruo, 2006)

2.16.4 Daya Nominal Penggerak Mula

Daya nominal dari penggerak mula yang dipakai untuk menggerakkan pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan : (Ref.Sularso, HT.Pompa dan Kompresor)

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Dimana :

P_m : Daya Nominal Penggerak Mula (KW)

α : Faktor Cadangan (KW)

η_t : Efisiensi Transmisi

Faktor cadangan dan efisiensi transmisi dapat dicari dengan melihat pada tabel di bawah ini :

Tabel 2.1 Faktor Cadangan

| Jenis Penggerak Mula | α |
|----------------------|-----------|
| Motor Induksi | 0,1-0,2 |
| Motor Bakar Kecil | 0,15-0,25 |
| Motor Bakar Besar | 0,1-0,2 |

Tabel 2.2 Efisiensi Transmisi

| Jenis Transmisi | | η_t |
|------------------|---------------------------------|-----------|
| Sabuk Rata | | 0,9-0,93 |
| Sabuk – V | | 0,95 |
| Roda Gigi | Roda gigi lurus satu tingkat | 0,92-0,95 |
| | Roda gigi miring satu tingkat | 0,95-0,98 |
| | Roda gigi kerucut satu tingkat | 0,92-0,96 |
| | Roda gigi planiter satu tingkat | 0,95-0,98 |
| Kopling Hidrolik | | 0,95-0,97 |

2.17 Sistem Perpipaan

Pipa merupakan saluran fluida yang menghubungkan suatu tempat ke tempat yang lain. Pada setiap instalasi pemipaan, pipa mempunyai fungsi dan sistem yang berlainan dan berkaitan langsung dengan sifat-sifat fisik dari fluida yang mengalir seperti tekanan, temperatur dan juga kecepatan aliran. Oleh karena itu, material yang dipakai bermacam-macam sesuai dengan karakteristiknya.

2.17.1 Material Pipa

Material pipa yang digunakan dalam suatu perencanaan sangat menentukan panjang pendeknya umur pemakaian pipa tersebut. Beberapa macam pipa yang dipakai adalah sebagai berikut :

a. Stainless Steel Pipe

Jenis pipa stainless steel sangat luas penggunaannya. Hal ini disebabkan material ini mempunyai sifat ketahanan terhadap korosi yang tinggi. Sifat tahan korosinya diperoleh dari lapisan oksida (terutama chrom) yang sangat stabil yang melekat pada permukaan dan melindungi baja terhadap lingkungan yang korosif. Salah satu penggunaan stainless steel terdapat pada penggunaan pipa yang berfungsi untuk mengalirkan air bersih.

b. Cast Iron Pipe

Jenis pipa ini dipakai sebagai pipa air, pipa uap dan pipa gas dengan tekanan dibawah 250 psi dan temperatur tidak melebihi 450° C. Sifat mekanis pipa ini kuat tetapi rapuh pada temperatur rendah dan memiliki ketahanan terhadap korosi.

c. Carbon Steel Pipe

Jenis pipa ini dipakai sebagai pipa air dan mampu bertahan sampai temperatur 850° C. Relatif lebih ringan, kuat dan dapat disambung dengan pengelasan.

d. Alloy Steel Pipe

Jenis pipa ini dipakai dalam industri karena relatif lebih ringan, kuat dan dapat dilas. Akan tetapi kurang tahan terhadap korosi serta biasanya dapat dibuat tanpa sambungan.

e. HDPE (High Density Polyethylene)

Jenis pipa ini dalam dunia industri biasanya dipakai untuk memompakan bahan kimia, karena pipa HDPE memiliki kekuatan tensil dan gaya antar molekul yang tinggi. Pipa HDPE juga lebih keras dan bisa bertahan pada temperatur tinggi (120°C).

Dalam analisa dan keadaan dilapangan, instalasi pompa di pabrik kosmetik menggunakan bahan *Galvanized Iron* dengan diameter *suction* 12 inch dan diameter *discharge* 8 inch yang mempunyai temperatur kerja 40°C.

2.17.2 Kode dan Standar Pipa

Kode dan standar merupakan suatu acuan teknis dalam perencanaan yang diterbitkan oleh suatu instansi / lembaga internasional dan digunakan secara internasional pula.

Untuk sistem perpipaan, kode dan standar Internasional yang digunakan antara lain adalah :

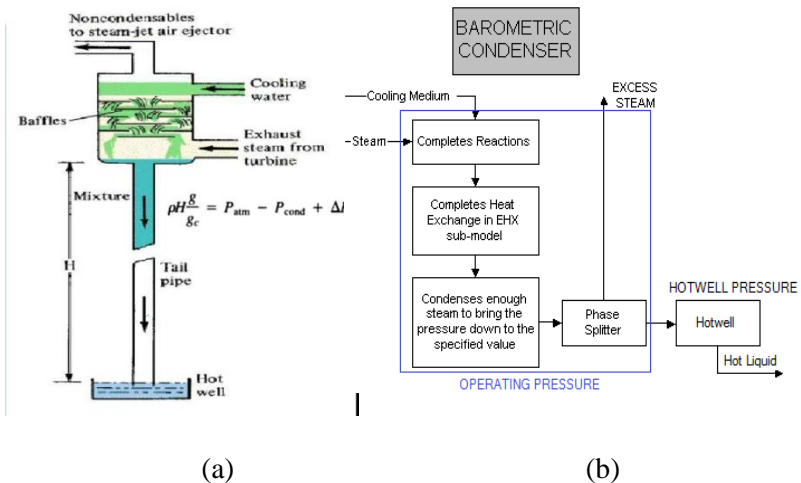
- ANSI (American National Standard Institution)
- API (American Petroleum Institution)
- ASME (American Society of Mechanical Engineering)
- ASTM (American Society for Testing and Material) JIS (Japanesse Industrial Standard)
- MSS (Manufacturers Standardization Society)
- JIS (Japanese Industrial Standard)

Untuk kode dan standar yang nasional adalah:

- SNI (Standar Nasional Indonesia)

2.18 Barometric Condensor

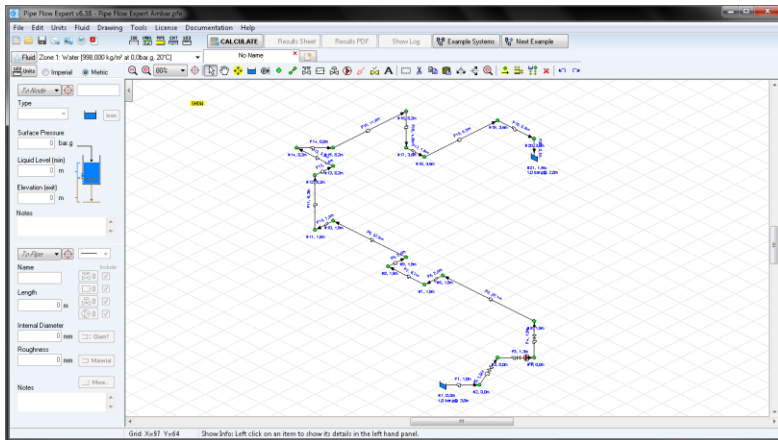
Merupakan kondensor kontak yang menggunakan panjang, pipa vertikal di mana kondensat dan aliran cairan pendingin untuk mencapai pemindahan mereka dengan tekanan yang diciptakan di ujung bawah pipa (*McGraw-Hill Dictionary of Scientific & Technical Terms*). Kondensor barometrik digunakan dalam berbagai industri sebagai sarana ekonomis untuk menghilangkan udara, exhaust air, dan uap lain. Merupakan jenis awal dari kondensor kontak langsung, vakum diperoleh dari pompa udara yang menyedot udara dari atas, bafflet digunakan untuk meningkatkan rasio permukaan terhadap volume, memiliki pipa panjang vertikal (setidaknya 10.23m) membuatnya mudah diakses, jalur pipa ekor harus setidaknya 6 inci di bawah tingkat minimum air di katup panas, kondensat tidak dapat digunakan kembali dalam boiler sejak terkontaminasi oleh air pendingin, tidak perlu pompa kondensat, air pendingin dibuat untuk menurunkan serangkaian baffle dalam bentuk tirai atau lembaran air, *head static* mengompres campuran ke tekanan atm dan dengan demikian mengganti pompa, uap mengembun dan campuran menuruni pipa ekor menuju sumur panas (*hot well*), Semakin besar H semakin mudah dari kondensat mengalir ke sumur panas, kondensor jenis ini mengondensasi uap pada suhu dan tekanan konstan dalam jet kondensor, secara kontak langsung mencampur air pendingin dan uap untuk kondensasi barometrik jet kondensor juga disebut tingkat tinggi kondensor jet.



Gambar 2.24 (a) barometric condenser (google) , (b.) flow chart pada barometric condensor (Coker, A.K., 1991).

2.19 Software Pipe Flow Expert

Pipe Flow Expert merupakan program perangkat lunak (software) yang digunakan untuk mendesain perpipaan dan pemodelan sistem pipa. *Software* ini dapat digunakan untuk menghitung aliran fluida dalam jaringan pipa terbuka maupun tertutup dengan suatu kapasitas *reservoir* ganda, beberapa pompa yang dihubungkan secara seri dan paralel serta beberapa ukuran dan fitting suatu pipa. *Pipe flow expert* ini akan menghitung laju aliran di setiap pipa dan akan menghitung penurunan tekanan pipa seluruh sistem. Pada gambar 2.23 menunjukkan penampang salah satu instalasi pada *software pipe flow expert*.



Gambar 2.25 Penampang pipa *software pipe flow expert*

BAB III METODOLOGI

Pengambilan data tugas akhir ini dilaksanakan disalah satu industri kosmetik yang ada di Indonesia. Untuk mendapatkan pengetahuan serta pemahaman yang lebih jelas di lapangan tentang instalasi pompa yang digunakan untuk menyalurkan fluida campuran air dengan larutan sabun yang memiliki temperatur 40°C dari *seal pot D2* ke *hisapan pot* maka dilakukan studi literatur dan pengamatan langsung.

3.1 Data-Data Hasil Survey

Setelah dilakukan *survey* lapangan di Industri Kosmetik mengenai instalasi pompa. Proses pengambilan data pada instalasi pompa ini dilakukan dengan menggunakan peralatan dan alat ukur yang tersedia maupun peralatan sendiri yang nantinya digunakan untuk proses analisa dan perhitungan lebih lanjut. Adapun data-data yang diperoleh sebagai berikut::

3.1.1 Data Pompa dan Fluida

- Kapasitas : $400 \frac{m^3}{h}$
- Fluida kerja` : H₂O+Larutan Sabun
- Temperatur kerja : 40°C
- *Spesific Gravity* (SG) : 1,0017
- *Viscositas absolut* (μ) : 8 cP

3.1.2 Data Pipa

Panjang pipa pada kondisi di lapangan:

- Panjang pipa *suction* : 3,538 m
- Panjang pipa *discharge* : 152,964 m
- Bahan pipa kondisi di lapangan : *Galvanized Iron pada suction dan discharge*

Adapun fitting pada instalasi ditunjukkan pada tabel 3.1 dan 3.2:

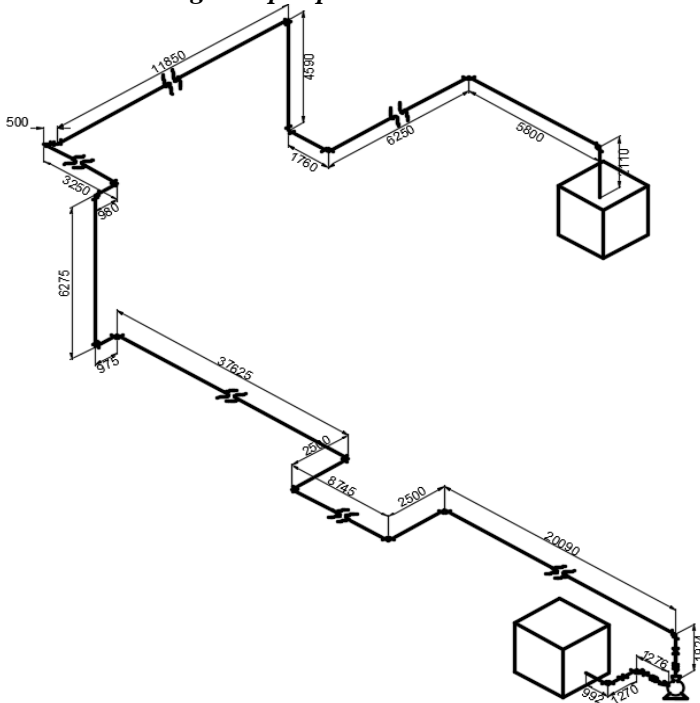
Tabel 3.1 *Fitting* dan nilai K Pada Pipa *Suction* Dalam Kondisi Eksisting

| Nama <i>Fitting</i> | Jumlah |
|-----------------------|--------|
| <i>Elbow 90°</i> | 2 |
| <i>Gate Valve</i> | 2 |
| <i>Flexible Joint</i> | 1 |
| <i>Reduser</i> | 1 |

Tabel 3.2 *Fitting* dan nilai K Pada Pipa *Discharge* Dalam Kondisi Eksisting

| Nama <i>Fitting</i> | Jumlah |
|-----------------------|--------|
| <i>Elbow 90°</i> | 15 |
| <i>Elbow 45°</i> | 1 |
| <i>Flexible Joint</i> | 1 |
| <i>Gate Valve</i> | 1 |
| <i>Defuser</i> | 1 |

3.1.3 Data Eksisting Pump Pipeline



Gambar 3.1Skema *End Suction Volute Pipeline* Pada Industri Kosmetik

Keterangan:

| | |
|--|-------------|
| Panjang pipa <i>suction</i> | : 3,538 m |
| Panjang pipa <i>Discharge</i> | : 152,964 m |
| Tekanan outlet <i>suction reservoir</i> | : 1 atm |
| Tekanan Inlet <i>Discharge Reservoir</i> | : 1 atm |

Adapun langkah dan prosedur penyusunan tugas akhir ini secara berurutan dapat dijelaskan sebagai berikut :

3.2 Studi Literatur

- a. Penentuan tema awal Tugas Akhir mengenai “Perencanaan Ulang Instalasi Pompa Sirkulasi Dari *Barometric Condenser* Menuju *Reservoir Cooling Tower* Pada Industri Sabun Mandi”.
- b. Pengajuan tema dan permohonan persetujuan kepada dosen pembimbing Tugas Akhir.
- c. Memenuhi prosedur pengambilan data yang telah ditetapkan oleh perusahaan.

3.3 Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan berdasarkan pada data-data yang diperlukan dalam analisa perencanaan instalasi. Kegiatan diatas meliputi :

- a. Studi Literatur

Dalam studi literatur ini dipelajari dari buku-buku yang menjadi referensi dalam perencanaan instalasi pompa, baik yang ada di perusahaan ataupun literatur dari mata kuliah yang berhubungan dengan tujuan pengambilan Tugas Akhir ini.

- b. Studi Lapangan

Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengetahui kondisi instalasi serta jenis peralatan yang dipergunakan. Dengan didampingi pembimbing lapangan, diharapkan ada komunikasi dua arah yang dapat memberikan gambaran secara jelas data-data yang kita perlukan untuk melakukan analisa perhitungan.

3.4 Menentukan Batas Kecepatan Fluida

Untuk kecepatan aliran yang diizinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida basa dengan temperatur 40°C ditunjukkan pada tabel dibawah ini :

(Sumber: *System Manual Brian Silowash 2010 McGraw-Hill.*)

Tabel 3.3 *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Piplines*

| Pump Type | Application | Range | |
|------------------|-----------------|-------------|--------------|
| | | Low (m/sec) | High (m/sec) |
| Centrifugal Pump | Suction Lines | 0,6 | 1,5 |
| | Discharge Lines | 1,5 | 3,7 |

Untuk jenis fluida ini. kecepatan aliran yang diizinkan untuk *discharge* maupun *suction* pompa untuk memindahkan fluida dengan kapasitas $400 \frac{m^3}{jam}$ tertera pada table 3.3.

3.5 Perencanaan Gambar

Setelah dilakukan pemilihan pompa dan penambahan *fitting*, maka proses selanjutnya adalah membuat rancangan gambar yang baru pada instalasi pompa *Fluida Basa* pada industri kosmetik. Untuk lebih jelasnya, gambar perencanaan yang baru pada tugas akhir ini dicantumkan pada lampiran.

3.6 Perhitungan

Dalam menyelesaikan pengerjaan laporan tugas akhir ini, dilakukan perhitungan-perhitungan diantaranya perhitungan kapasitas (Q), kecepatan aliran (V) pada masing-masing instalasi pipa, head instalasi pompa (*Headloss mayor* (H_l) dan *Headloss minor* (H_{lm})), *Net Positive Suction Head Available* ($NPSH_A$), putaran spesifik pompa (n_s) serta daya pompa yang dibutuhkan dengan menggunakan data yang diperoleh dari perusahaan. Perhitungan pada tugas akhir ini dilakukan dengan dua cara yaitu secara manual dan dengan menggunakan *software Pipe Flow Expert*.

3.6.1 Peritungan Analitis

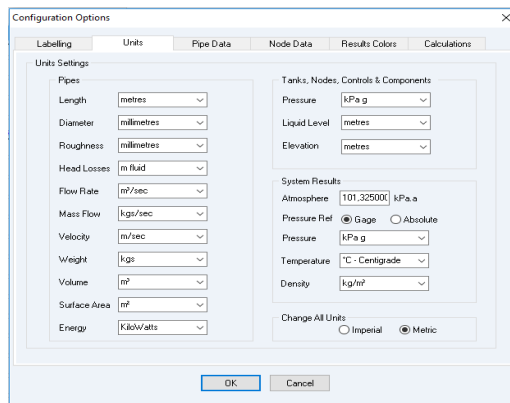
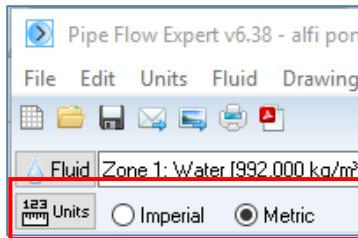
Dalam perhitungan analitis ini digunakan persamaan dasar sesuai dengan teori yang ada untuk menghitung

berbagai data yang diperlukan. Perhitungan ini dilakukan secara analitis dengan bantuan alat bantu hitung.

3.6.2 Perhitungan Numerik

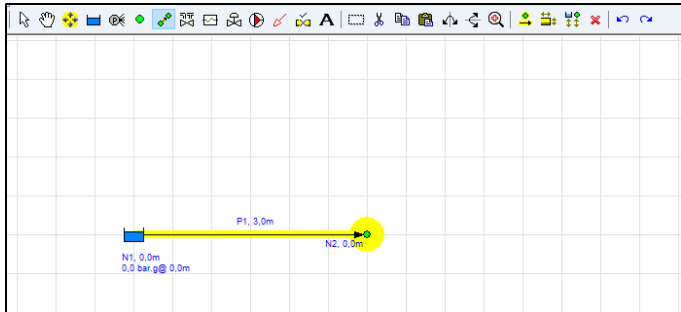
Perhitungan numerik ini digunakan untuk membandingkan antara perhitungan analitis yang dilakukan secara analitis dengan perhitungan menggunakan *software*. *Software* yang digunakan dalam perhitungan numerik ini adalah *pipe flow expert*. Langkah-langkah dalam menggunakan *software* ini adalah sebagai berikut:

- Membuka jendela *Pipe Flow Expert*
- Memilih satuan yang akan digunakan dalam proses perhitungan.



Gambar 3.2 Memilih Satuan

- c) Membuat gambar instalasi perpipaan sesuai kondisi lapangan.



Gambar 3.3 menggambar Instalasi Pipa

- d) Pemilihan diameter NPS

| | |
|-------------------------|-------------|
| Pipe: 1 | |
| Name | P1 |
| Length | 6.000 m |
| Internal Diameter | 302.971 mm |
| Roughness | 0.150000 mm |
| Steel (ANSI) Galvanised | Sch. 40 |
| Notes | |

Include

2 ☒

0 ☐

0 ☐

0 ☐

Nom: 300 mm

Diam? ☐

Material ☐

More...

Pipe diameter data

Pipe data: P1 (Pipe Id: 1)

| Material | Schedule / Class | Internal Roughness (mm) |
|-------------------------|------------------|-------------------------|
| Steel (ANSI) Galvanised | Sch. 40 | 0.1500 |

| Nominal Size | Internal Diam. | Wall Thick. | Outside Diam. | Weight | Internal Vol | Surface Area |
|--------------|----------------|-------------|---------------|--------|-----------------------|-----------------------|
| mm | mm | mm | mm | kg/m | m ³ /100 m | m ² /100 m |
| 300 mm | 302.971 | 10.439 | 323.850 | 80.690 | 7.2093 | 101.7405 |

Save Pipe Cancel

Transfer Selected Size Steel (ANSI) Galvanised Sch. 40, IR = 0.1500 mm

| Nominal Size | Internal Diam. | Wall Thick. | Outside Diam. | Weight | Internal Vol | Surface Area |
|--------------|----------------|-------------|---------------|---------|-----------------------|-----------------------|
| mm | mm | mm | mm | kg/m | m ³ /100 m | m ² /100 m |
| 80 mm | 77.673 | 5.613 | 88.900 | 11.530 | 0.4738 | 27.9288 |
| 90 mm | 89.865 | 5.867 | 101.600 | 13.853 | 0.6343 | 31.9186 |
| 100 mm | 102.006 | 6.147 | 114.300 | 16.395 | 0.8172 | 35.9084 |
| 125 mm | 127.940 | 6.680 | 141.300 | 22.178 | 1.2856 | 44.3908 |
| 150 mm | 153.797 | 7.239 | 168.275 | 28.750 | 1.8577 | 52.8652 |
| 200 mm | 202.463 | 8.306 | 219.075 | 43.173 | 3.2195 | 68.8244 |
| 250 mm | 254.254 | 9.398 | 273.050 | 61.107 | 5.0772 | 85.7812 |
| 300 mm | 302.971 | 10.439 | 323.850 | 80.690 | 7.2093 | 101.7405 |
| 350 mm | 333.096 | 11.252 | 355.600 | 95.556 | 8.7142 | 111.7150 |
| 400 mm | 380.746 | 12.827 | 406.400 | 124.501 | 11.3857 | 127.6743 |
| 450 mm | 428.396 | 14.402 | 457.200 | 157.271 | 14.4139 | 143.6336 |
| 500 mm | 477.571 | 15.215 | 508.000 | 184.903 | 17.9129 | 159.5929 |
| 600 mm | 574.396 | 17.602 | 609.600 | 256.988 | 25.9127 | 191.5115 |
| 800 mm | 777.596 | 17.602 | 812.800 | 345.197 | 47.4895 | 255.3487 |
| 850 mm | 828.396 | 17.602 | 863.600 | 367.249 | 53.8971 | 271.3079 |
| 900 mm | 876.046 | 19.177 | 914.400 | 423.387 | 60.2759 | 287.2672 |

Metric Imperial

Change Material

Add New Size Remove Entry

Gambar 3.4 Mengubah Diameter NPS

- e) Pemilihan fluida kerja dan temperatur kerja pada perintah fluid

Pipe Flow Expert v6.38 - alfi pomp.pfe

File Edit Units Fluid Drawing Tools License Docum

ISO LABEL PIPE EDIT 123

Fluid Zone 1: Water [992.000 kg/m³ at 0.0kPa.g, 40°C]

Fluid data

Fluid properties:

| Name | Formula | Temperature °C | Pressure bar g | Density kg/m³ | Viscosity Centipoise | Vapour Press. kPa (abs) | State |
|-------|---------|----------------|----------------|---------------|----------------------|-------------------------|------------------------------|
| Water | H2O | 40.0 | 0.0000 | 992.000 | 0.6530 | 7.384 | Gas <input type="checkbox"/> |

Save Cancel

Fluid Properties Database:

Transfer Selected Fluid Data

| Name | Formula | Temperature °C | Pressure bar g | Density kg/m³ | Viscosity Centipoise | Vapour Press. kPa (abs) | State |
|----------------|----------|----------------|----------------|---------------|----------------------|-------------------------|--------|
| Acetic acid | C2 H4 O2 | 20.0 | 0.000 | 1049.000 | 1.1270 | 1.584 | Liquid |
| Acetone | C3 H6 O | 20.0 | 0.000 | 780.000 | 0.3250 | 24.220 | Liquid |
| Ammonia | N H3 | 0.0 | 5.000 | 638.690 | 0.1703 | 425.000 | Liquid |
| Ammonia | N H3 | 0.0 | 10.000 | 639.040 | 0.1707 | 425.000 | Liquid |
| Ammonia | N H3 | 10.0 | 10.000 | 625.020 | 0.1535 | 600.000 | Liquid |
| Ammonia | N H3 | 20.0 | 10.000 | 610.420 | 0.1385 | 840.000 | Liquid |
| Aniline | C6 H7 N | 20.0 | 0.000 | 1022.000 | 4.5650 | 0.400 | Liquid |
| Benzene | C6 H6 | 20.0 | 0.000 | 879.000 | 0.6540 | 10.100 | Liquid |
| Benzyl alcohol | C7 H8 O | 20.0 | 0.000 | 1043.956 | 6.5290 | 0.008 | Liquid |
| Bromine | Br | 20.0 | 0.000 | 3100.000 | 0.9970 | 23.330 | Liquid |
| Butane | C4 H10 | 0.0 | 5.000 | 601.380 | 0.2037 | 105.000 | Liquid |
| Butane | C4 H10 | 0.0 | 10.000 | 602.030 | 0.2049 | 105.000 | Liquid |
| Butane | C4 H10 | 10.0 | 5.000 | 590.490 | 0.1842 | 150.000 | Liquid |
| Butane | C4 H10 | 10.0 | 10.000 | 591.210 | 0.1854 | 150.000 | Liquid |
| Butane | C4 H10 | 20.0 | 5.000 | 579.230 | 0.1670 | 200.000 | Liquid |
| Butane | C4 H10 | 20.0 | 10.000 | 580.040 | 0.1682 | 200.000 | Liquid |
| Butane | C4 H10 | 30.0 | 5.000 | 567.560 | 0.1518 | 265.000 | Liquid |
| Butane | C4 H10 | 30.0 | 10.000 | 568.480 | 0.1529 | 265.000 | Liquid |

Metric Imperial

All Fluids Liquids Gases

Add new fluid data Remove entry

Gambar 3.5 Mengubah Fluida dan Temperatur pada *Pipe Flow Expert*

f) Penambahan fitting pada setiap instalasi pipa

Pipe: 1

Name: P1

Length: 6.000 m

Internal Diameter: 302.971 mm

Roughness: 0.150000 mm

Steel (ANSI) Galvanised Sch. 40

Notes

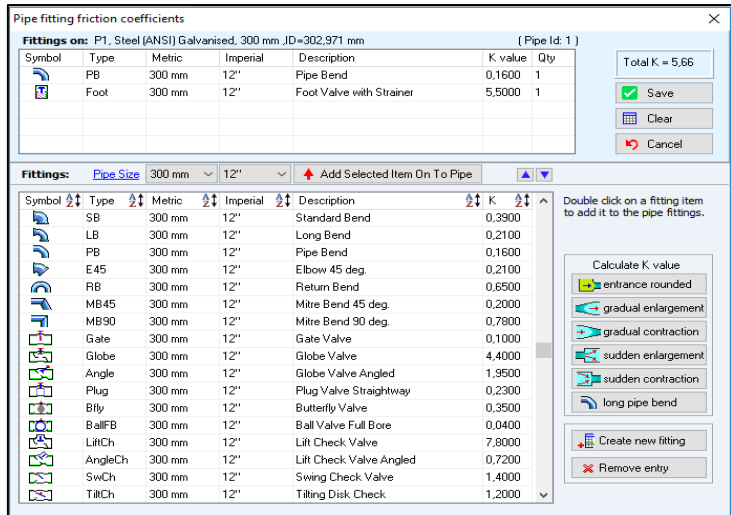
Include: 2

Norm: 300 mm

Diam?

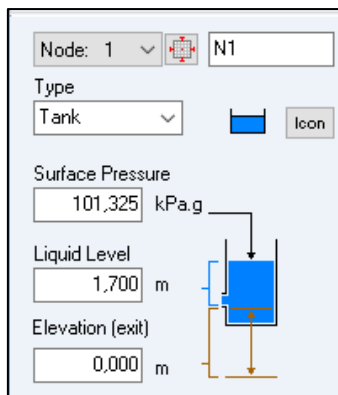
Material

More...



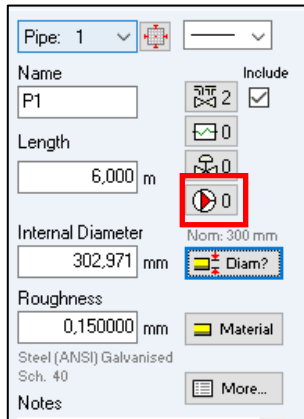
Gambar 3.6 Mengubah *Fitting* pada *Pipe Flow Expert*

g) Pengaturan kondisi batas reservoir



Gambar 3.7 Mengubah Kondisi Batas Reservoir pada *Pipe Flow Expert*

h) Penambahan pompa



Pipe: 1

Name: P1

Length: 6.000 m

Internal Diameter: 302.971 mm

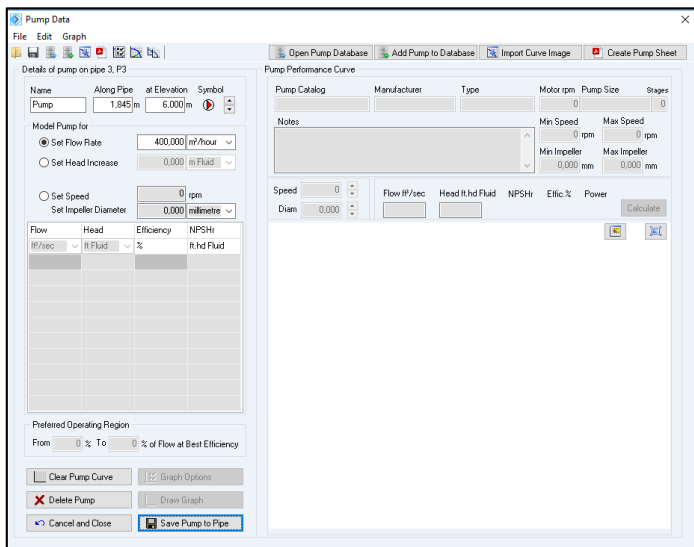
Roughness: 0.150000 mm

Material: Steel (ANSI) Galvanised Sch. 40

Notes:

Include: ☒

Diam?



Pump Data

Name: Pump

Along Pipe: 1.845 m

at Elevation: 6.000 m

Symbol: Pump

Model Pump for:

- ☒ Set Flow Rate: 400.000 m³/hour
- ☐ Set Head Increase: 0.000 m Fluid
- ☐ Set Speed: 0 rpm
- ☐ Set Impeller Diameter: 0.000 millimetre

Flow: Flow Rate: 400.000 m³/hour

Head: Head: 0.000 m Fluid

Efficiency: Efficiency: 0.000 %

NPSHr: NPSHr: 0.000 m Fluid

Preferred Operating Region:

From: 0 % To: 0 % of Flow at Best Efficiency

Clear Pump Curve

Delete Pump

Cancel and Close

Save Pump to Pipe

Pump Performance Curve

Pump Catalog: Manufacturer: Type: Motor rpm: Pump Size: Stages: 0

Notes:

Min Speed: 0 rpm Max Speed: 0 rpm

Min Impeller: 0.000 mm Max Impeller: 0.000 mm

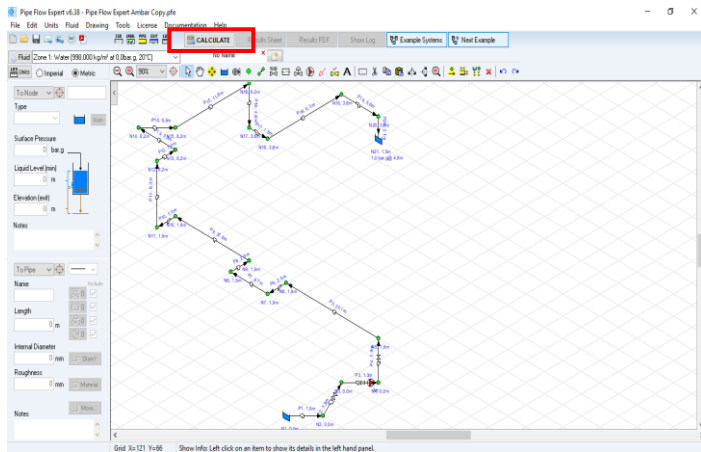
Speed: 0 Flow IP/sec Head ft Hd Fluid NPSHr Effic. % Power

Diam: 0.000

Calculate

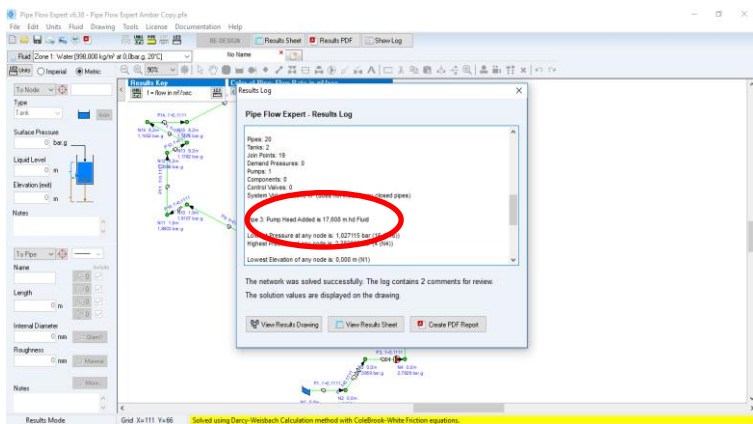
Gambar 3.8 Menambahkan pompa pada *Pipe Flow Expert*

i) Perhitungan pipe flow



Gambar 3.9 Perhitungan pada *Pipe Flow Expert*

j) Hasil perhitungan



Gambar 3.10 Hasil Perhitungan pada *Pipe Flow Expert*

3.7 Pemilihan Pompa

Pemilihan pompa dilakukan setelah mendapatkan hasil perhitungan kapasitas (Q), kecepatan aliran (V), *head* efektif instalasi (H_{eff}), daya pompa dan efisiensi (η).

3.8 Kesimpulan

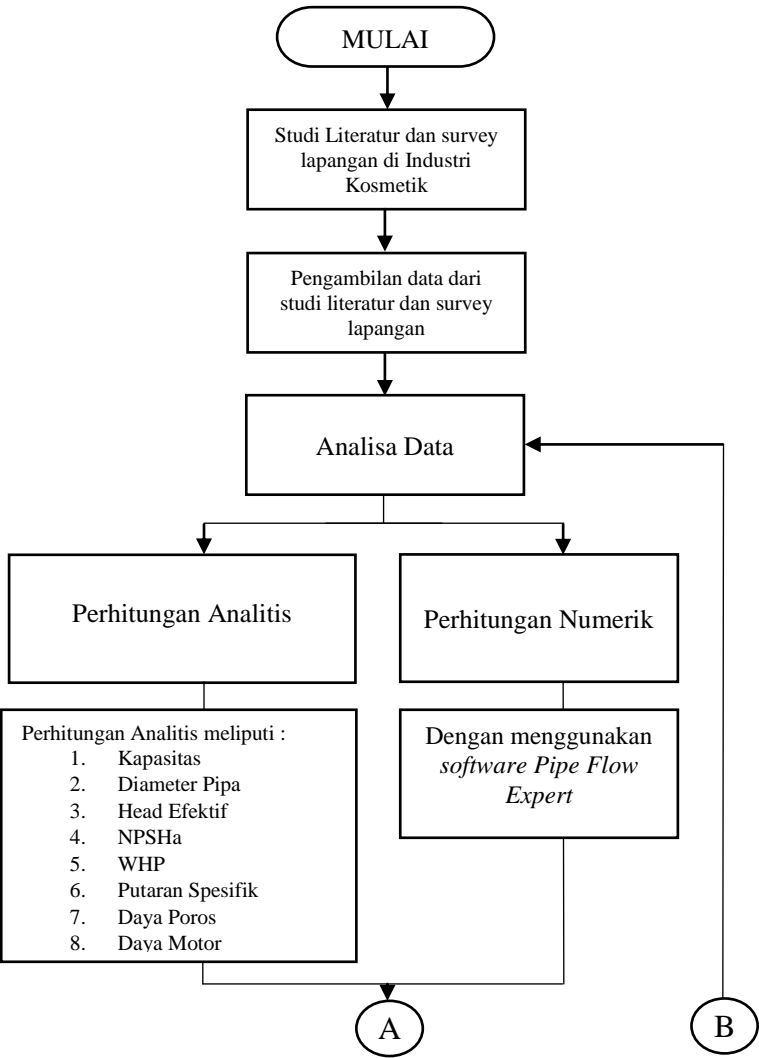
Pada bab ini berisi tentang kesimpulan dari perhitungan.

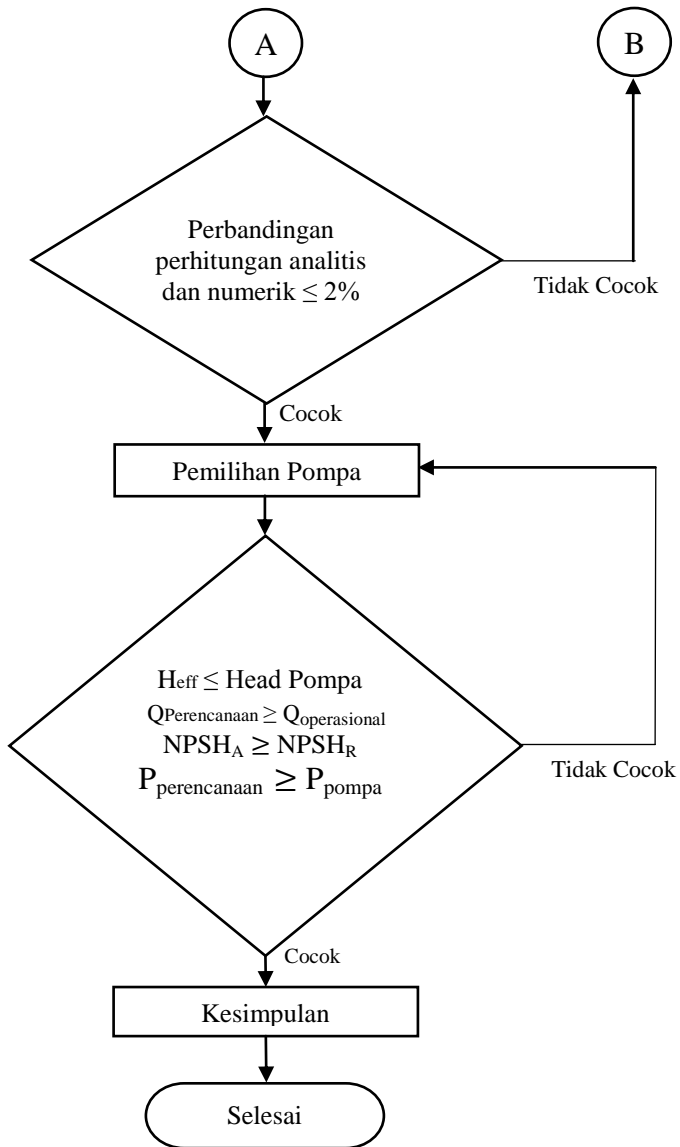
Catatan : data-data lain yang tidak diketahui dan berhubungan dengan analisa perhitungan instalasi pompa dapat dicari pada tabel, lampiran-lampiran, dan buku referensi yang mendukung.

3.9 Urutan Pengerjaan Menggunakan Flow Chart

3.9.1 Diagram Alir Perhitungan Analitis

Adapun langkah-langkah penulisan Tugas Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut :

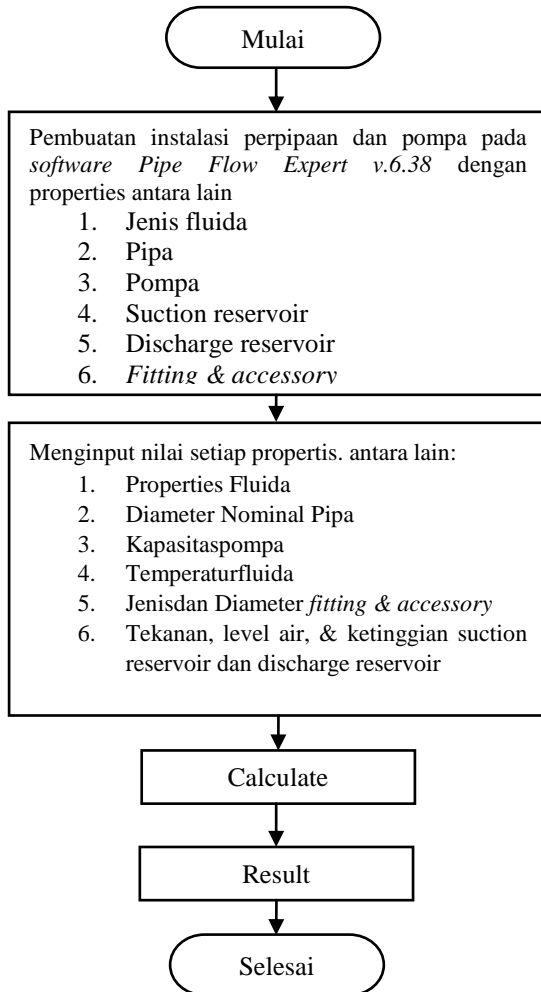




Gambar 3.11 Diagram Alir Perhitungan Manual

3.9.2 Diagram Alir Perhitungan Numerik

Adapun langkah-langkah perhitungan numerik dengan *software pipe flow expert* dalam pengerjaan Tugas Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 3.12 Diagram Alir Pemrograman *Pipe Flow Expert*

BAB IV PERHITUNGAN

Pada bab ini menjelaskan perhitungan dan perencanaan mengenai sistem perpipaan instalasi pompa sentrifugal yang terdapat di salah satu industri kosmetik.

4.1 Pengertian Umum

Sistem perpipaan pada instalasi ini berfungsi untuk memompakan fluida campuran air dan larutan sabun yang memiliki temperatur 40⁰C dari *seal pot D2* ke *hisapan pot*.

4.2 Kebutuhan Fluida

Dalam memperkirakan besarnya kebutuhan fluida di industri kosmetik, dibutuhkan perhitungan kapasitas pompa yang didasarkan pada kapasitas pengoperasian pompa yaitu sebesar 400 $\frac{m^3}{jam}$. Terdapat dua pompa sentrifugal, dimana satu pompa menyala dan satu pompa lain *stand by*.

4.3 Perencanaan Sistem Distribusi Fluida

4.3.1 Perhitungan Sistem Distribusi Fluida Sesuai Kondisi di Lapangan

Perhitungan ini dilakukan dengan cara melakukan perhitungan Head Efektif Instalasi dalam Kondisi Eksisting, di mana dari perhitungan tersebut akan dilakukan pemilihan pompa yang sesuai dengan instalasi tersebut.

4.3.2 Perhitungan Diameter Instalasi Perpipaan

Dalam pengecekan diameter pipa, penting untuk diperhatikan adalah kecepatan aliran di dalam pipa. Pengecekan meliputi diameter pipa *suction* dan diameter pipa *discharge*. Untuk kecepatan aliran yang diizinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja ini ditunjukkan pada tabel di bawah ini (*Brian Silowash Piping System Manual 2010*).

Tabel 4.1 *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*

| Pump Type | Application | Range | |
|------------------|-----------------|----------------|-----------------|
| | | Low (m/sec) | High (m/sec) |
| Centrifugal Pump | Suction Lines | 0,6 | 1,5 |
| | Discharge Lines | 1,5 | 3,7 |

4.3.3 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Aliran Pada Pipa Suction

Diketahui :

- Kapasitas operasi fluida dari *seal pot* D2 ke *hisapan pot* sebesar $400 \frac{m^3}{jam}$.
- Bahan : *Galvanized Iron*

$$Q = 400 \frac{m^3}{jam} \times \frac{1 jam}{3600 s}$$

$$= 0,1111 \frac{m^3}{s}$$

$$D_{inside} = 0,302971 m$$

Sehingga untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa menggunakan persamaan:

$$V = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2}$$

$$= \frac{4 \times 0,1111}{\pi \times (0,302971)^2}$$

$$= 1,54 \frac{m}{s}$$

Kecepatan aliran yang diijinkan untuk pipa *suction* yaitu minimal $0,6 \frac{m}{s}$ dan maksimumnya $1,5 \frac{m}{s}$ (*recommended velocity : suction lines*). Berdasarkan tinjauan kecepatan

aliran diatas yaitu $1,54 \frac{m}{s}$ maka kurang sesuai. Sehingga untuk menyesuaikan dengan kecepatan yang diijinkan, maka dilakukan pemilihan diameter yang sesuai dengan memperhatikan kecepatan yang diijinkan yaitu $1,5 \frac{m}{s}$. Perhitungan dapat dilakukan dengan langkah sebagai berikut:

$$\text{Dimana: } Q = 0,1111 \frac{m^3}{s} \qquad V = 1,5 \frac{m}{s}$$

$$\begin{aligned} D &= \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V}} \\ &= \sqrt{\frac{4 \times 0,1111 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 1,5 \frac{m}{s}}} \\ &= \frac{0,3070 \text{ m}}{0,0254} \\ &= 12,08 \text{ "} \\ &\approx 12 \text{ "} \end{aligned}$$

Dengan menyesuaikan properties pipa yang ada di pasaran dan sesuai Piping Pipeline Engineering, maka dipilih pipa dengan diameter nominal (NPS) = 300 mm atau 12 inch jenis Galvanized Iron dan $D_{\text{inside}} = 0,302971 \text{ m}$.

Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru adalah:

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{4 \times 0,1111 \frac{m^3}{s}}{\pi \times (0,3 m)^2} \\
 &= 1,5 \frac{m}{s}
 \end{aligned}$$

Jadi kecepatan aliran didalam pipa *suction* dengan diameter yang baru NPS 300 mm atau 12 inch *Galvanized Iron* adalah $1,5 \frac{m}{s}$ memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara $0,6 \frac{m}{s}$ sampai $1,5 \frac{m}{s}$.

4.3.4 Headloss Mayor Pada Pipa Suction

Dalam mencari besarnya *major losses* dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$H_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g}$$

Keterangan:

- f = Koefisien gesek
- L = Panjang pipa lurus (m)
- D = Diameter pipa (m)
- \bar{V}_s = Kecepatan aliran fluida pada pipa suction $\left(\frac{m}{s}\right)$
- g = Percepatan gravitasi $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

diketahui data sebagai berikut:

- $L_{\text{Suction}} = 3,538 m$
- $D_{\text{inside}} = 12 \text{ Inch} = 0,302971 m$
- $\bar{V}_s = 1,5 \frac{m}{s}$

Untuk mencari nilai koefisien gesek maka diperlukan nilai *Reynold Number (RE)*, untuk menentukannya maka diperlukan persamaan dibawah ini:

$$R_e = \frac{\rho \times V \times D}{\mu}$$

Dengan ketentuan:

- $Re < 2.300$, aliran bersifat laminar
- $Re > 2.300$, aliran bersifat turbulent
- $4.000 > Re > 2.300$ terdapat daerah transisi, dimana aliran dapat bersifat laminar atau turbulent tergantung pada kondisi pipa dan aliran

Berdasar data fluida yang didapat, memiliki nilai viskositas absolute 8 *cps* pada suhu 40°C dan dikonversikan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\mu &= 8 \text{ cps} \rightarrow 1 \text{ poise} = \frac{gr}{cm.sec} \\ &= 8 \text{ cps} \times \frac{10^{-2} poise}{1 \text{ cps}} \times \frac{gr}{cm.s poise} \times \frac{10^{-3} kg}{gr} \times \frac{1 cm}{10^{-2} m} \\ &= 0,008 \frac{kg}{m.sec}\end{aligned}$$

Sehingga nilai *Reynold Number* (RE) dapat diperoleh,

$$\begin{aligned}R_e &= \frac{\rho \times V \times D}{\mu} \\ &= \frac{993,986 \frac{kg}{m^3} \times 1,5 \frac{m}{s} \times 0,302971 m}{0,008 \frac{kg}{m.sec}} \\ &= 56465,42483\end{aligned}$$

Setelah ditinjau dari perhitungan diatas, dengan harga *Reynold Number* sebesar 56465,42483 maka termasuk dalam aliran turbulent ($Re > 2.300$).

Dengan bahan pipa *Galvanized Iron*, maka *roughness* (e) yang digunakan adalah 0,152 mm berdasarkan referensi buku *Fox and Mc Donald's Introduction to Fluid Mechanics 8th*. Sehingga nilai dari *relative roughness* sebagai berikut:

$$\frac{e}{D_{inside}} = \frac{0,152 \text{ mm}}{302,971 \text{ mm}}$$

$$\frac{e}{D} = 5,01698 \times 10^{-4}$$

Dengan mengetahui nilai Re dan $\frac{\varepsilon}{D}$ dari *Colebrook equation*. Maka dapat digunakan untuk mendapatkan nilai f menggunakan persamaan *Colebrook* dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Untuk menyelesaikan persamaan diatas, maka dilakukan perhitungan dan Iterasi menggunakan Mc. Excel seperti berikut:

| e/D | Re | asumsi f | | 1/akar f | selisih |
|-------------|-------------|----------|-------------|-------------|--------------|
| 0,000501698 | 56465,42483 | 0,0219 | 6,721081397 | 6,757373784 | 0,036292387 |
| 0,000501698 | 56465,42483 | 0,022 | 6,722444117 | 6,741998625 | 0,019554508 |
| 0,000501698 | 56465,42483 | 0,0221 | 6,723799696 | 6,72672794 | 0,002928244 |
| 0,000501698 | 56465,42483 | 0,0222 | 6,725148203 | 6,711560552 | -0,01358765 |
| 0,000501698 | 56465,42483 | 0,0223 | 6,726489704 | 6,696495302 | -0,029994402 |
| 0,000501698 | 56465,42483 | 0,0224 | 6,727824267 | 6,681531048 | -0,046293219 |
| 0,000501698 | 56465,42483 | 0,0225 | 6,729151956 | 6,666666667 | -0,062485289 |
| 0,000501698 | 56465,42483 | 0,0226 | 6,730472835 | 6,651901052 | -0,078571782 |

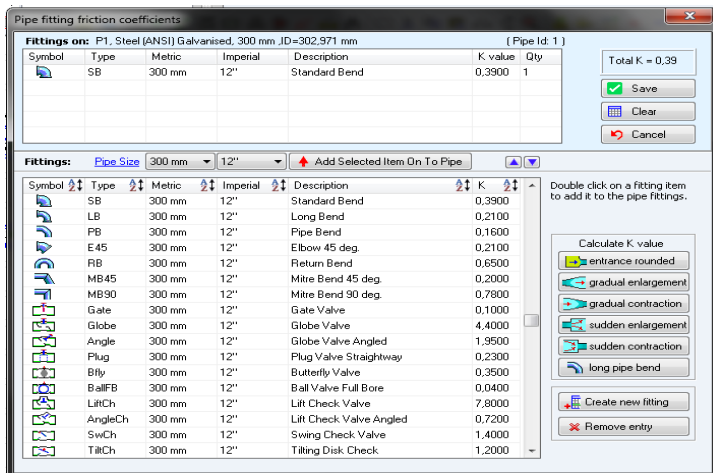
Gambar 4.1 Iterasi *Colebrook* pada Mc. Excel pada Pipa *Suction*

Setelah dilakukan iterasi pada program Mc. Excel, maka didapatkan hasil dengan nilai $f = 0,0221$. Sehingga, untuk menghitung *Headloss Mayor* adalah:

$$\begin{aligned}
 H_l &= f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \\
 &= 0,0221 \times \frac{3,538 \text{ m}}{0,302971 \text{ m}} \times \frac{\left(1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \\
 &= 0,029595 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.3.5 Headloss Minor Pada Pipa Suction

Headloss Minor adalah kerugian gesek yang ditimbulkan karena adanya aksesoris disepanjang pipa instalasi. Untuk harga K yang memiliki diameter 12 inch pada masing-masing aksesoris diperoleh dari Gambar 4.2 *minor losses coefficient pipe flow experts*.



Gambar 4.2 Harga *Fitting* Untuk Diameter Nominal Pipa = 12 inch

Besarnya *minor losses* dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$H_{lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Dimana :

- K = resistance coefficient
- V_d = kecepatan aliran fluida pada pipa discharge ($\frac{m}{s}$)
- g = Percepatan gravitasi ($\frac{m}{s^2}$)

Dari hasil perhitungan *head loss minor* pada pipa suction, maka dapat ditabelkan sebagai berikut :

Tabel 4.2 Aksesoris dan Nilai K Pada Instalasi Pipa *Suction*

| Fitting | Jumlah | K | Jumlah x K |
|----------------|--------|------|-------------|
| Elbow 90° | 2 | 0,39 | 0,78 |
| Gate Valve | 2 | 0,10 | 0,20 |
| Flexible Joint | 1 | 1,5 | 1,5 |
| Reduser | 1 | 0,55 | 0,55 |
| TOTAL | | | 3,03 |

Dengan mengetahui nilai K, Maka dapat digunakan untuk mendapatkan nilai *Headloss Mayor* menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$H_{lm} = K \frac{V^2}{2g}$$

$$= 3,03 \times \frac{\left(1,5 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}}$$

$$= 0,3474 \text{ m}$$

4.3.6 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Aliran Pada Pipa Discharge

Diketahui :

- Bahan : *Galvanized Iron*

$$Q = 400 \frac{m^3}{jam} \times \frac{1 \text{ jam}}{3600 \text{ s}}$$

$$= 0,1111 \frac{m^3}{s}$$

$$D_{inside} = 0,202463 \text{ m}$$

Sehingga untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa menggunakan persamaan:

$$V = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2}$$

$$= \frac{4 \times 0,1111}{\pi \times (0,202463)^2}$$

$$= 3,45 \frac{m}{s}$$

Kecepatan aliran yang diijinkan untuk pipa *discharge* yaitu minimal $1,5 \frac{m}{s}$ dan maksimumnya $3,7 \frac{m}{s}$ (*recommended velocity : suction lines*). Berdasarkan tinjauan kecepatan aliran diatas yaitu $3,45 \frac{m}{s}$ sehingga kecepatan aliran sesuai.

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka dipilih pipa dengan diameter nominal (NPS) = 200 mm atau 8 inch jenis *Galvanized Iron* dan $D_{inside} = 0,202463 \text{ m}$.

4.3.7 Headloss Mayor Pada Pipa Discharge

Dalam mencari besarnya *major losses* dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$H_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g}$$

Keterangan:

- f = Koefisien gesek
- L = Panjang pipa lurus (m)
- D = Diameter pipa (m)
- \bar{V}_s = Kecepatan aliran fluida pada pipa suction $\left(\frac{m}{s}\right)$
- g = Percepatan gravitasi $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

Diketahui data pada *data sheet* sebagai berikut:

- $L_{\text{Discharge}} = 152,964 \text{ m}$
- $D_{\text{inside}} = 8 \text{ Inch} = 0,202463 \text{ m}$
- $\bar{V}_s = 3,45 \frac{m}{s}$

Untuk mencari nilai koefisien gesek maka diperlukan nilai *Reynold Number (RE)*, untuk menentukannya maka diperlukan persamaan sebagai berikut:

$$Re = \frac{\rho \times V \times D}{\mu}$$

Dengan ketentuan:

- $Re < 2.300$, aliran bersifat laminar
- $Re > 4.000$, aliran bersifat turbulent
- $4.000 > Re > 2.300$ terdapat daerah transisi, dimana aliran dapat bersifat laminar atau turbulent

tergantung pada kondisi pipa dan aliran

Berdasar data fluida yang didapat, memiliki nilai viskositas absolute 8 cps pada suhu 40°C dan dikonversikan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\mu &= 8 \text{ cps} \rightarrow 1 \text{ poise} = \frac{gr}{cm \cdot sec} \\ &= 8 \text{ cps} \times \frac{10^{-2} poise}{1 \text{ cps}} \times \frac{gr}{cm \cdot s poise} \times \frac{10^{-3} kg}{gr} \times \frac{1 cm}{10^{-2} m} \\ &= 0,008 \frac{kg}{m \cdot sec}\end{aligned}$$

Sehingga nilai *Reynold Number* (RE) dapat diperoleh,

$$\begin{aligned}R_e &= \frac{\rho \times V \times D}{\mu} \\ &= \frac{993,986 \frac{kg}{m^3} \times 3,45 \frac{m}{s} \times 0,202463 m}{0,008 \frac{kg}{m \cdot sec}} \\ &= 86787,07337\end{aligned}$$

Setelah ditinjau dari perhitungan diatas, dengan harga *Reynold Number* sebesar 86787,07337 maka termasuk dalam aliran turbulent ($Re > 2.300$).

Dengan bahan pipa *Galvanized Iron*, maka *roughness* (e) yang digunakan adalah 0,152 mm berdasarkan referensi buku *Fox and Mc Donald's Introduction to Fluid Mechanics 8th*. Sehingga nilai dari *relative roughness* sebagai berikut:

$$\frac{e}{D} = \frac{0,152 mm}{202,463 mm}$$

$$\frac{e}{D} = 7,50754 \times 10^{-4}$$

Dengan mengetahui nilai Re dan $\frac{\varepsilon}{D}$ dari *Colebrook equation*. Maka dapat digunakan untuk mendapatkan nilai f menggunakan persamaan *Colebrook* dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Untuk menyelesaikan persamaa diatas, maka dilakukan perhitungan dan Iterasi menggunakan Mc. Excel seperti berikut:

| e/D | Re | asumsi f | | | 1/akar f | selisih |
|-------------|-------------|----------|--|---------|------------|--------------|
| 0,000750754 | 86787,07337 | 0,0214 | | 6,79456 | 6,83585927 | 0,04130028 |
| 0,000750754 | 86787,07337 | 0,0215 | | 6,79556 | 6,81994339 | 0,024385802 |
| 0,000750754 | 86787,07337 | 0,0216 | | 6,79655 | 6,80413817 | 0,007587784 |
| 0,000750754 | 86787,07337 | 0,0217 | | 6,79754 | 6,78844233 | -0,009095108 |
| 0,000750754 | 86787,07337 | 0,0218 | | 6,79852 | 6,77285461 | -0,025664189 |
| 0,000750754 | 86787,07337 | 0,0219 | | 6,79949 | 6,75737378 | -0,042120752 |
| 0,000750754 | 86787,07337 | 0,022 | | 6,80046 | 6,74199862 | -0,058466069 |

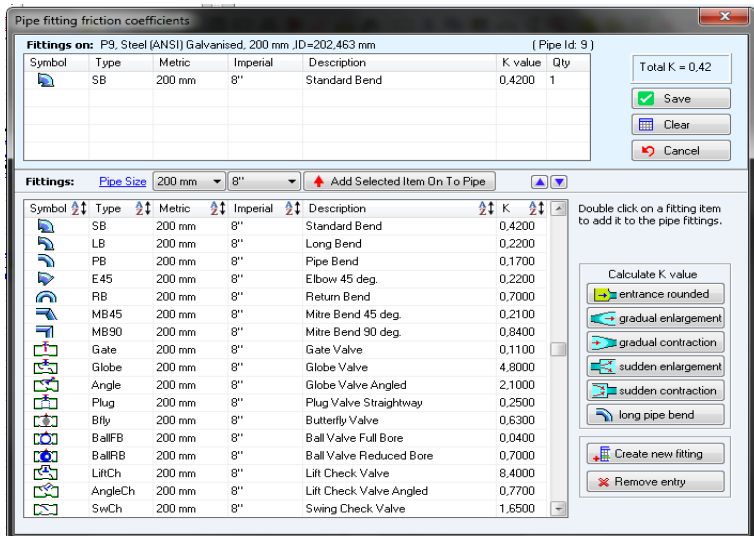
Gambar 4.3 Iterasi *Colebrook* pada Mc. Excel pada Pipa *Suction*

Setelah dilakukan iterasi pada program Mc. Excel, maka didapatkan hasil dengan nilai $f = 0,0216$. Sehingga, untuk menghitung *Headloss Mayor* adalah:

$$\begin{aligned}
 H_l &= f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \\
 &= 0,0216 \times \frac{152,964 \text{ m}}{0,202463 \text{ m}} \times \frac{\left(3,45 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \\
 &= 9,9 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.3.8 Headloss Minor Pada Pipa Discharge

Headloss Minor adalah kerugian gesek yang ditimbulkan karena adanya aksesoris disepanjang pipa instalasi. Untuk harga K yang memiliki diameter 8 inch pada masing-masing aksesoris diperoleh dari Gambar 4.4 *minor losses coefficient pipe flow experts*.



Gambar 4.4 Harga *Fitting* Untuk Diameter Nominal
Pipa = 8 inch

Besarnya *minor losses* dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$H_{lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Dimana :

- K = resistance coefficient
- V_d = kecepatan aliran fluida pada pipa discharge ($\frac{m}{s}$)
- g = Percepatan gravitasi ($\frac{m}{s^2}$)

Dari hasil perhitungan *head loss minor* pada pipa suction, maka dapat ditabelkan sebagai berikut :

Tabel 4.3 Aksesoris dan Nilai K pada Instalasi Pipa Discharge

| Fitting | Jumlah | K | Jumlah x K |
|----------------|--------|------|-------------|
| Elbow 90° | 15 | 0,42 | 6,30 |
| Elbow 45° | 1 | 0,22 | 0,22 |
| Flexible Joint | 1 | 1,50 | 1,50 |
| Gate Valve | 1 | 0,11 | 0,11 |
| Defuser | 1 | 0,56 | 0,56 |
| TOTAL | | | 8,69 |

Dengan mengetahui nilai K, Maka dapat digunakan untuk mendapatkan nilai *Headloss Mayor* menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 H_{lm} &= K \frac{V^2}{2g} \\
 &= 8,69 \times \frac{\left(3,45 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \\
 &= 5,2718 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.3.9 Perhitungan *Headloss* Total

Setelah melakukan langkah perhitungan untuk mencari *headloss* mayor dan *headloss* minor pada pipa *suction* dan *discharge* seperti perhitungan diatas, maka hasil perhitungan *headloss* setiap *section* akan ditabelkan sebagai berikut :

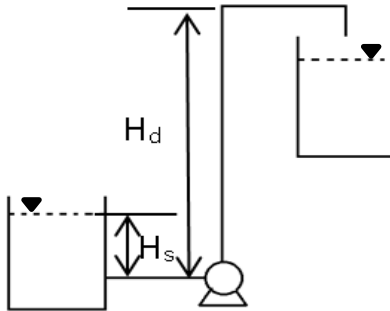
Tabel 4.4 Perhitungan *Head Loss* Pada Setiap *Section*

| <i>Section</i> | H _L (m) | H _{Lm} (m) | H _{LT} (m) |
|------------------|--------------------|---------------------|---------------------|
| <i>Suction</i> | 0,029595 | 0,3474 | 0,376995 |
| <i>Discharge</i> | 9,9 | 5,2718 | 15,1718 |
| Jumlah | 9,929595 | 5,6192 | 15.548795 |
| $\sum H_{LT}$ | | | |

4.3.10 Perhitungan *Head Efektif* Instalasi

Head efektif instalasi adalah *Head* yang harus dapat diatasi oleh pompa dan seluruh komponen-komponen yang telah didapat dari perhitungan sebelumnya.

Adapun head efektif instalasi meliputi *head statis* dan *head dinamis*:



Gambar 4.5 Skema *Suction Head* Pompa

4.3.10.1 Perhitungan *Head Statis*

Untuk mencari nilai dari *head statis* menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$H_{st} = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + H_z$$

Dimana :

- $P_{st} = P_1$ = Tekanan pada sisi *suction reservoir* (bar)
- $P_{dr} = P_2$ = Tekanan pada sisi *discharge reservoir* (bar)
- H_s = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *suction* (m)
- H_d = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *discharge* (m)

Data yang telah diketahui:

- $H_z = H_d - H_s$
 $= 8,199 \text{ m} - 1 \text{ m}$
 $= 7,199 \text{ m}$
- $g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
- $SG = 1,0017$ (*data sheet*)
- $\rho_{fluida} = 993,986 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Pada $T = 40^\circ$, maka $\rho_{H_2O} = 992,3 \frac{kg}{m^3}$ (Referensi buku Sularso, *HT Pompa dan Kompresor*).

$$\begin{aligned}\rho_{fluida} &= SG \times \rho_{H_2O} \\ &= 1,0017 \times 992,3 \frac{kg}{m^3} \\ &= 993,986 \frac{kg}{m^3}\end{aligned}$$

Sehingga, untuk mencari *head statis*:

$$\begin{aligned}\gamma &= \rho_{fluida} \times g \\ &= 993,986 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} \\ &= 9751,0026 \frac{kg}{m^2 s^2} \\ &= 9751,0026 \frac{N}{m^3}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}H_{st} &= \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + H_z \\ &= \frac{10^5 \frac{N}{m^2} - 10^5 \frac{N}{m^2}}{9751,0026 \frac{N}{m^3}} + 7,199 \text{ m} \\ &= 0 + 7,199 \text{ m} \\ &= 7,199 \text{ m}\end{aligned}$$

4.3.10.2 Perhitungan *Head Dinamis*

Untuk mencari nilai dari *head dinamis* menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$H_{dyn} = \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{lt}$$

Dimana:

- V_{dr} = Kecepatan pada permukaan *discharge reservoir*
 $\left(\frac{m}{s}\right)$
- V_s = Kecepatan pada permukaan *suction reservoir*
 $\left(\frac{m}{s}\right)$
- $\sum H_{LT}$ = Kerugian pada permukaan sepanjang pipa lurus dan adanya aksesoris (m)

Untuk mencari *Head Dinamis*, maka diperlukan nilai *Headloss Total* pada instalasi perpipaan. Sehingga untuk mencarinya menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\sum H_{lt} &= H_l + H_{lm} \\ &= 9,929595 \text{ m} + 5,6192 \text{ m} \\ &= 15,548795 \text{ m}\end{aligned}$$

Setelah mengetahui nilai *Headloss Total*, maka dilakukan perhitungan nilai head dinamis sebagai berikut:

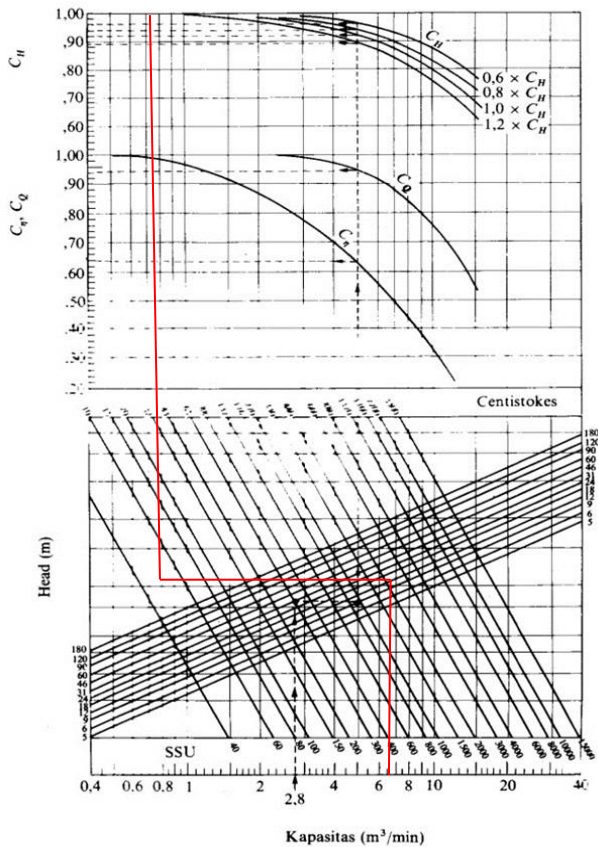
$$\begin{aligned}H_{dyn} &= \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{lt} \\ &= \frac{3,45^2 - 0^2}{2 \times 9,81} + 15,548795 \text{ m} \\ &= 0,6066 \text{ m} + 15,548795 \text{ m} \\ &= 16,155395 \text{ m}\end{aligned}$$

Sehingga dapat mencari *Head Efektif Instalasi pompa* sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 H_{eff} &= H_{statis} + H_{dinamis} \\
 &= 7,199 \text{ m} + 16,155 \text{ m} \\
 &= 23,354 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.4 Faktor Koreksi Untuk Zat Cair Kental

Apabila pompa yang digunakan untuk memompa zat cair yang mempunyai viskositas yang lebih tinggi dibandingkan dengan air, maka performa pompa tersebut akan menurun. Sehingga jika spesifikasi pompa telah ditentukan atas dasar zat cair yang akan dipompa, maka dalam pemilihan pompa perlu dicari spesifikasi yang sesuai untuk mengoperasikan pompa yang sama dengan air. Kapasitas, *Head Total*, dan perbandingan reduksi C_Q , C_H , C_η dari efisiensi pompa harus ditentukan.



Gambar 4.6 Diagram Koreksi Untuk Pompa Minyak Berkapasitas Besar

Diketahui:

$$H_{fluida} = 23,354 \text{ m}$$

$$Q_{fluida} = 0,1111 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Dari Gambar 4.4 maka didapat:

$$C_Q = 100\%$$

$$C_H = 100 \%$$

$$\begin{aligned}
 Q_{H_2O} &= \frac{Q_{fluida}}{C_Q} \\
 &= \frac{0,1111 \frac{m^3}{s}}{1} \\
 &= 0,1111 \frac{m^3}{s} \times \frac{60 s}{min} \\
 &= 6,6666 \frac{m^3}{min}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 H_{H_2O} &= \frac{H_{fluida}}{C_H} \\
 &= \frac{23,354 m}{1} \\
 &= 23,354 m
 \end{aligned}$$

4.5 Daya Fluida / Water Horse Power

Energi yang diterima oleh fluida dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$WHP = \gamma \times Q \times H$$

Dimana:

- WHP = Daya Fluida (kW)
- γ = Berat fluida persatuan volume ($\frac{N}{m^3}$)
- Q = Kapasitas yang direncanakan ($\frac{m^3}{s}$)
- H = *Head Efektif* instalasi (m)

Dari data yang diperoleh sebelumnya:

- $Q = 0,1111 \frac{m^3}{s}$
- $\gamma = \rho_{H_2O} \times g$

$$\begin{aligned}
&= 992,3 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} \\
&= 9734,463 \frac{kg}{m^2 s^2} \\
&= 9734,463 \frac{N}{m^3} \\
- H_{eff} &= 23,354 \text{ m}
\end{aligned}$$

Sehingga nilai dari *WHP*:

$$\begin{aligned}
WHP &= \gamma \times Q_{H_2O} \times H_{H_2O} \\
&= 9734,463 \frac{N}{m^3} \times 0,1111 \frac{m^3}{s} \times 23,354 \text{ m} \\
&= 25.257,323 \text{ W} \\
&= 25,257 \text{ kW}
\end{aligned}$$

4.6 Perhitungan Daya Poros (P_{shaft})

Daya poros adalah daya yang digunakan untuk menggerakkan pompa ditambah kerugian di dalam pompa, yang besarnya dapat dihitung sebagai berikut.

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

Besarnya nilai efisiensi pompa didapat dengan melakukan *plotting* nilai putaran spesifik (n_s) dengan nilai kapasitas (Q) pada gambar 4.5. Untuk mendapatkan nilai n_s , dapat digunakan persamaan dibawah ini.

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

Diketahui:

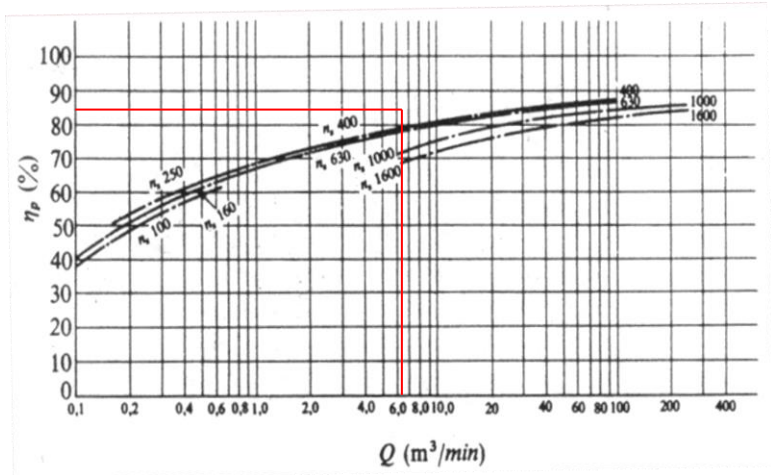
- n = 1450 rpm
- Q = $6,6666 \frac{m^3}{min}$
- H_{eff} = 23,354 m

Maka,

$$\begin{aligned}
 n_s &= n \times \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \\
 &= 1450 \text{ rpm} \times \frac{\left(6,6666 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}\right)^{1/2}}{(23,354 \text{ m})^{3/4}} \\
 &= 352,41 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

Efisiensi standar pompa untuk kondisi $n_s = 352,41 \text{ rpm}$ dan $Q = 6,6666 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$, maka efisiensi standar pompa (η_p) diperoleh 85%.

Selanjutnya nilai n_s diplot bersama nilai kapasitas pada grafik efisiensi standart pompa menurut putaran spesifik (gambar 4.5)



Gambar 4.7 Grafik Hubungan Antara Kapasitas dan Efisiensi

Dari Gambar 4.5 (*Referensi Sularso, HT.Pompa dan Kompresor*) efisiensi standar pompa untuk kondisi $n_s = 352,41 \text{ rpm}$ dan $Q = 6,6666 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$, maka efisiensi standar pompa (η_p) diambil 85 %. Sehingga untuk perhitungan P_{shaft} menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} P_{\text{shaft}} &= \frac{WHP}{\eta_p} \\ &= \frac{25,257 \text{ kW}}{0,85} \\ &= 29,714 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.7 Daya Nominal Penggerak

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Dimana:

- P_m = Daya nominal penggerak (kW)
- α = Faktor cadangan (kW)
- η_t = Efisiensi transmisi

Daya nominal harus ditentukan untuk mencari daya poros pompa maksimum (P_{shaft}) dalam kerja normal. Karakteristik kerja dari sebuah pompa adalah bervariasi. (*Referensi Sularso, HT. Pompa dan Kompresor*).

Tabel 4.5 Faktor Cadangan

| Jenis Penggerak Mula | α |
|----------------------|-------------|
| Motor Industri | 0,1 – 0,2 |
| Motor Bakar Kecil | 0,15 – 0,25 |
| Motor Bakar Besar | 0,1 – 0,2 |

Tabel 4.6 Efisiensi Transmisi

| Jenis Transmisi | | η_t |
|------------------|--------------------------------|-------------|
| Sabuk Rata | | 0,92 – 0,93 |
| Sabuk V | | 0,95 |
| Roda Gigi | Roda Gigi Lurus Satu Tingkat | 0,92 – 0,95 |
| | Roda Gigi Miring Satu Tingkat | 0,95 – 0,98 |
| | Roda Gigi Kerucut Satu Tingkat | 0,92 – 0,96 |
| | Roda Gigi Planiter Stu Tingkat | 0,95 – 0,98 |
| Kopling Hidrolik | | 0,95 – 0,97 |

Dari data yang telah diketahui :

- $P = 29,714\text{kW}$
- $\alpha = 0,2$ (motor listrik)
- $\eta_t = 0,97$ (roda gigi miring satu tingkat)

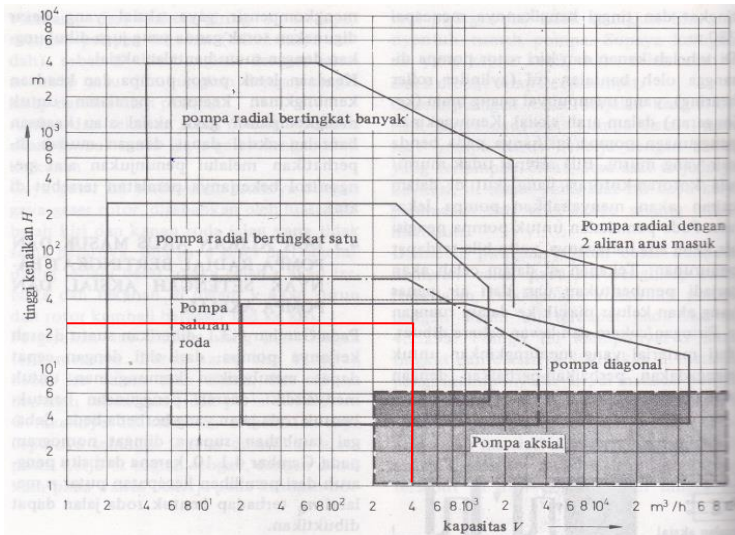
Sehingga:

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

$$= 29,714 \text{ kW} \left(\frac{1 + 0,2}{0,97} \right)$$

$$= 36,75 \text{ kW}$$

4.8 Penentuan Jenis Pompa



Gamabr 4.8 . Grafik Pemilihan Pompa

Dilihat dari gambar diatas, untuk kondisi kapasitas (Q) = 400 $\frac{m^3}{h}$ dan $Head$ Efektif (H_{eff}) = 23,354 m. Maka dapat diplotkan pada diagram dan pompa untuk instalasi yang ada adalah jenis pompa radial bertingkat satu.

4.9 Pemilihan Pompa

4.9.1 Putaran Spesifik Pompa (n_s) Dalam Penentuan Untuk Memilih Pompa

Dimana :

- $n = 1450 \text{ rpm}$
- $Q = 0,1111 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- $H = 23,354 \text{ m}$
- $\rho_{H_2O} = 992,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

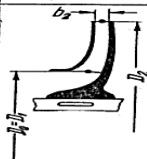
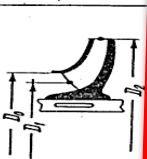


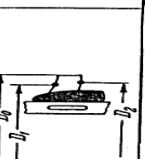
Putaran spesifikasi (n_s) dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$n_s = n \times \sqrt{\frac{\rho_{fluida}}{75}} \times \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (\text{Ref. Khetagurof})$$

$$= 1450 \times \sqrt{\frac{992,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{75}} \times \frac{\left(0,1111 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^{1/2}}{(23,354 \text{ m})^{3/4}}$$

$$= 165,62 \text{ rpm}$$

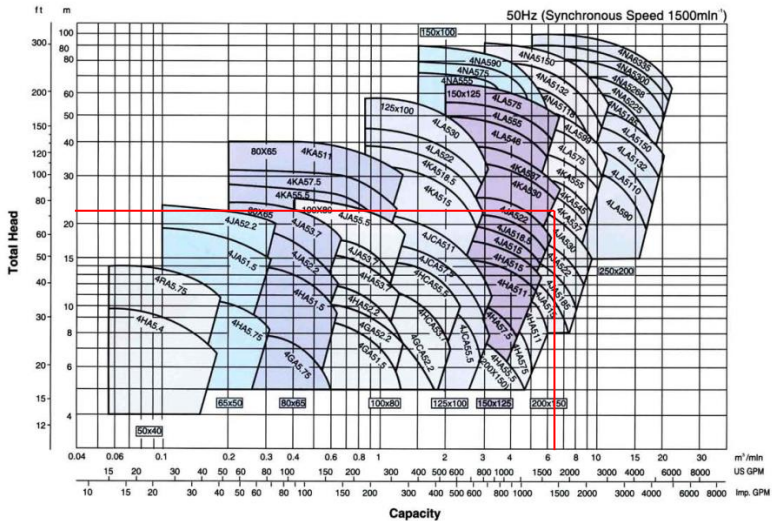
Dari perhitungan diatas didapat kecepatan spesifik (n_s) tergolong dalam *high speed impeller*. Berdasarkan Gambar 4.7 (sumber: Khetagurof Marine Auxiliary Machinery and System).

| Centrifugal pumps | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Low-speed impeller | Moderate-speed impeller | High-speed impeller | Mixed-flow impeller | Axial-flow impeller |
|  |  |  |  |  |
| $n_{st} = 40-80$ $\frac{D_s}{D_o} \approx 2.5$ | $n_{st} = 80-150$ $\frac{D_s}{D_o} \approx 2$ | $n_{st} = 150-300$ $\frac{D_s}{D_o} \approx 1.8-1.4$ | $n_{st} = 300-600$ $\frac{D_s}{D_o} \approx 1.2-1.1$ | $n_{st} = 600-2000$ $\frac{D_s}{D_o} \approx 0.8$ |

Gambar 4.9 Putaran Spesifik Impeller

4.9.2 Pemilihan Pompa Pada Brosur, Berdasarkan Kapasita ($\frac{m^3}{min}$) dan Head (m)

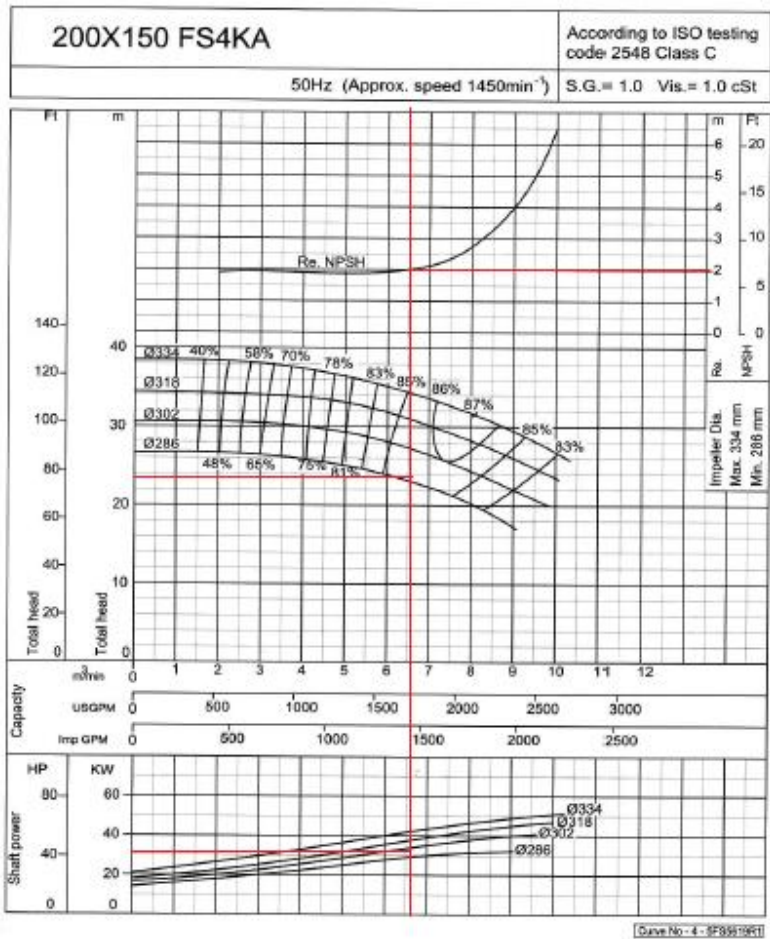
PERFORMANCE CHART



Gambar 4.10 Performance Chart-4 pole Ebara End Suction Volute Pump

Dengan $Q_{H_2O} = 6,6666 \frac{m^3}{min}$ dan $H_{H_2O} = 23,354$ m, maka dengan brosur diperoleh pompa model 200×150 FS4KA.

4.9.3 Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)



Gambar 4.11 Performance Curve Ebara End Suction Volute Pump

$NPSH_A$ merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi pompa yang besarnya dapat dicari menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$NPSH_A = \frac{P_a - P_v}{\gamma} - z_s - h_{ls}$$

Perhitungan $NPSH_A$ memenuhi syarat apabila nilai dari $NPSH_A > NPSH_R$, agar tidak terjadi kavitasi dimana diketahui:

- $P_a = 1 \text{ atm} (101,325 \text{ kPa})$ karena tangki dalam kondisi terbuka
- $P_v = 7,37712 \text{ kPa}$

Z_s memiliki nilai negatif karena permukaan zat cair di dalam tangki lebih tinggi dari pada sisi hisap pompa, P_v di dapat berdasarkan temperatur 40° C . Dimana $P_v = 0,07520 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$, dan $1 \text{ Kgf} = 98,1 \text{ kPa}$. Sehingga nilai $P_v = 7,37712 \text{ kPa}$.

$$\begin{aligned} NPSH_A &= \frac{P_a - P_v}{\gamma} - h_s - h_{ls} \\ &= \frac{101,325 \text{ kPa} - 7,37712 \text{ kPa}}{9751,0026 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} + 1\text{m} - 1,00821\text{m} \\ &= \frac{93,94788 \text{ kPa}}{9751,0026 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} + 1\text{m} - 1,00821\text{m} \\ &= \frac{93,94788 \times 10^3 \text{ Pa}}{9751,0026 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} + 1\text{m} - 1,00821\text{m} \\ &= \frac{93,94788 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{9751,0026 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} + 1\text{m} - 1,00821\text{m} \\ &= \frac{93,94788 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{9751,0026 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \frac{1}{\text{m}}} + 1\text{m} - 1,00821\text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{93,94788 \times 10^3 \frac{N}{m^2}}{9751,0026 \frac{N}{m^2} \times \frac{1}{m}} + 1m - 1,00821m \\
&= 9,6346 m + 1m - 1,00821m \\
&= 9,6263 m
\end{aligned}$$

$$NPSH_R = 2 \text{ m (data sheet)}$$

$$\begin{aligned}
\frac{NPSH_A}{NPSH_R} &= \frac{9,6263 m}{2 m} \\
&= 4,8
\end{aligned}$$

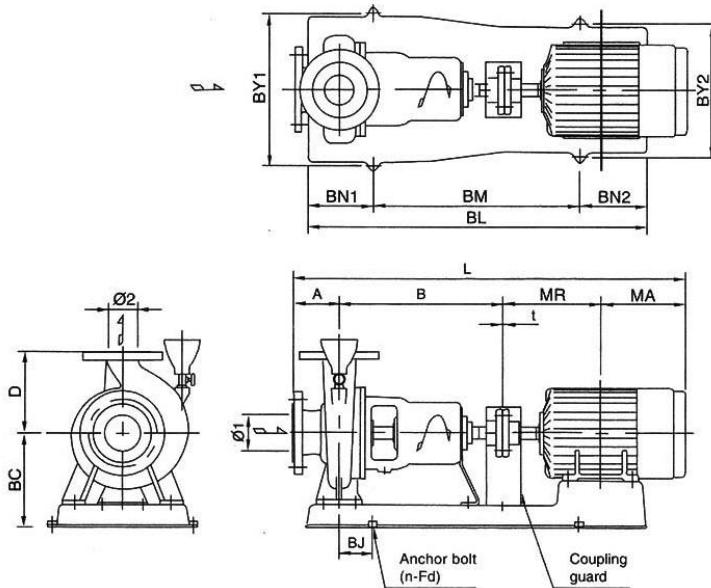
Karena $\frac{NPSH_A}{NPSH_R} > 1,3$, maka dapat dikatakan AMAN.

Sehingga perhitungan $NPSH_A$ sudah benar karena memenuhi syarat yaitu $NPSH_A > NPSH_R$.

Berdasarkan hasil *plotting* kurva karakteristik pompa universal berdasarkan *Head* dan kapasitas serta mempertimbangkan daya penggerak, daya poros, dan putaran pompa, maka dapat dipilih jenis pompa:

Jenis pompa : *Centrifugal Pump*
 Merk : *Ebara End Suction Volute Pump*
 Putaran : 1450 rpm
 Model : 200 x 150 FS4KA
 Driver : *Electric Motor*
 Kapasitas : $400 \frac{m^3}{jam}$
 Total Head : 23,354 m
 Daya Poros : 29,714 kW
 Daya Motor : 37 kW
 NPSH_R : 2 m (data sheet)

Pump



Gambar 4.12 Pompa FSA Ebara End Suction Volute Pump

4.10 Checking Kondisi Perhitungan Menggunakan Software *Pipe Flow Expert*

Checking ini dilakukan dengan menggunakan *software pipe flow expert*, dengan cara memasukkan inputan data *properties* instalasi perpipaan pompa, kemudian program dijalankan (*run*).

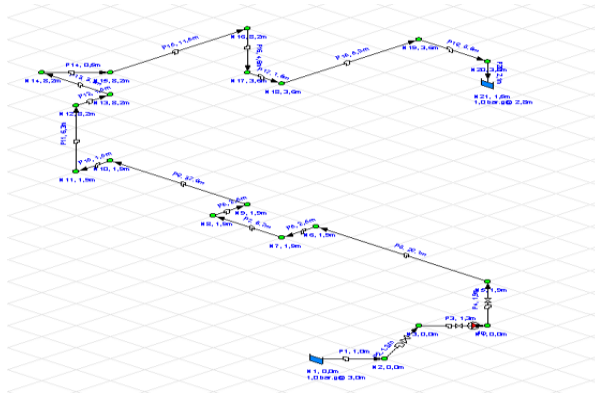
4.10.1 Langkah-langkah Permodelan dan Simulasi Dengan Software *Pipe Flow Expert*

Software pipe flow expert digunakan untuk *checking* nilai *head* pompa, berikut langkah-langkahnya :

- a. Pembuatan model instalasi perpipaan sesuai dengan kondisi di lapangan pada industri sabun mandi dengan menggunakan *software pipe flow expert*.
- b. Pemberian (pengaturan) untuk *properties* fluida kerja yang digunakan seperti jenis fluida kerja, temperature (T), tekanan (P), *density* (ρ), *viscositas absolut* (μ) dan *vapor pressure* (P_v).
- c. Pemberian (pengaturan) untuk ukuran harga *properties* instalasi perpipaan seperti diameter (D), panjang pipa (L) serta elevasi (Z) lengkap dengan satuannya.
- d. Pemberian (pengaturan) untuk jenis satuan yang akan digunakan seperti *metris* atau yang lebih dikenal dengan Satuan Internasional (SI) ataupun *imperial* yang lebih dikenal dengan satuan British.
- e. Pemberian (pengaturan) aksesoris instalasi seperti *valve*, *fitting*, *reducer*, *elbow*, *expansion joint* dan lain-lain beserta harga K dari tiap-tiap aksesoris tersebut.
- f. Pemberian (pengaturan) komponen pompa lengkap dengan kapasitas (Q) yang dialirkan serta putaran pompa (rpm) dan sebagainya.

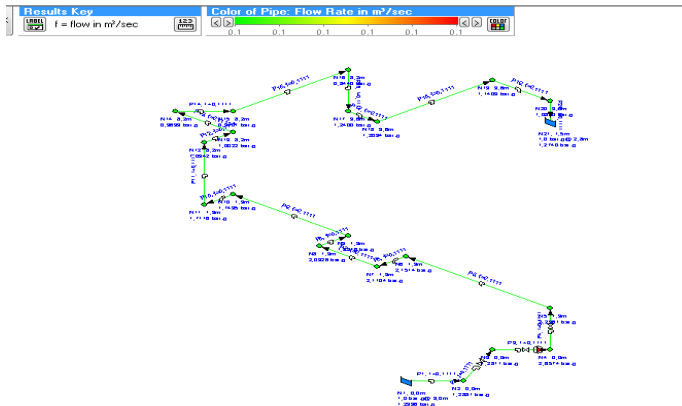
4.10.2 Perhitungan Secara Pemodelan Numerik

Dengan menggunakan *Software Pipe Flow Expert*, maka selain perhitungan secara manual, dapat juga dilakukan perhitungan secara pemodelan numerik.

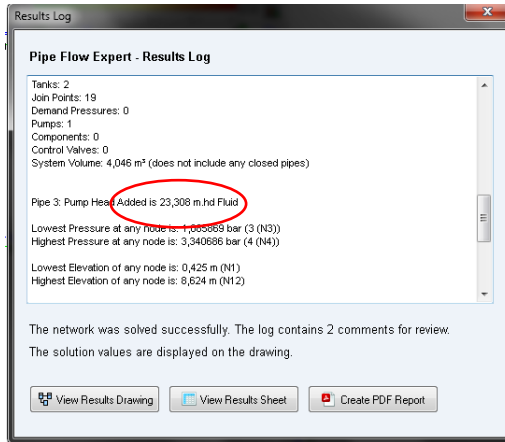


Gambar 4.13 Instalasi Pompa Sirkulasi Pada Indutri Kosmetik dengan Menggunakan *Software Pipe Flow Expert*.

Lalu untuk mendapatkan data-data yang diperlukan, khususnya head efektif instalasi pompa, maka dengan meng-klik *calculate*, akan muncul tampilan seperti pada gambar 4.12 dan 4.13



Gambar 4.14 Instalasi Pompa Pada Industri Kosmetik Setelah di *Calculate*



Gambar 4.15 Hasil Setelah di *Calculate*

Dengan melihat gambar 4.14, didapatkan harga *Head* Efektif pompa = 23,354 *m hd Fluid*.

4.10.3 Perbandingan Head Efektif Teoritis (H_{eff}) dengan Head Efektif Numerik ($H_{\text{eff PFE}}$)

Dengan berdasar pada kedua perhitungan head efektif instalasi di atas dapat diketahui tingkat kesalahan perhitungan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Tingkat kesalahan} &= \frac{H_{\text{eff}} - H_{\text{eff PFE}}}{H_{\text{eff}}} \times 100\% \\ &= \frac{23,354 - 23,308}{23,354} \times 100\% \\ &= 0,196 \% \end{aligned}$$

Halaman sengaja di kosongkan

BAB V

KESIMPULAN

Pada bab ini memaparkan kesimpulan dan saran dari hasil perhitungan dan pemilihan instalasi pompa *End Suction Volute Pump*, dalam pembahasan mengenai instalasi pompa *fluida* campuran air dan larutan sabun dengan temperatur 40°C pada industri kosmetik.

1.1 Kesimpulan

1. Berdasarkan hasil perhitungan dan perencanaan ulang dapat disimpulkan sebagai berikut :
 - a. Kapasitas *fluida* yang dipompakan oleh pompa sentrifugal *single stage fluida* yaitu $400 \frac{m^3}{jam}$ untuk memenuhi kebutuhan di *seal pot D2* menuju ke *hisapan pot*.
 - b. Kecepatan yang diizinkan, diameter yang sesuai untuk pipa *suction* sebesar 12 inch dan pipa *discharge* sebesar 8 inch dengan jenis pipa *Galvanized Iron*.
 - c. *Head* efektif pompa (H_{eff}) dari perhitungan *manual* didapat 23,354 m dan dari perhitungan menggunakan *pipe flow expert* didapat 23,308 m dengan selisih tingkat kesalahannya 0,196%.
 - d. Hasil Perhitungan $NPSH_A$ sebesar = 9,6263 m.
 - e. Hasil perhitungan daya penggerak pompa, didapatkan daya sebesar = 37 kW.
 - f. Pompa yang dipilih adalah jenis pompa sentrifugal *single stage* , merk *Ebara End Suction olute Pump* dengan model 200 x 150 FS4KA.
2. Industri Kosmetik sangat mengutamakan peranan pemeliharaan karena merupakan salah satu pendukung kelancaran proses produksi yang lebih ditekankan untuk

menjaga peralatan pabrik agar dapat bekerja dengan baik. Sebagai contoh pemeliharaan pompa beserta instalasi perpipaan yang rutin dilakukan inspeksi setiap *shut down*.

1.2 Saran

Dari hasil analisa dan pembahasan didapat beberapa saran mengenai perencanaan ulang instalasi pompa. Adapun saran untuk Industri Kosmetik yaitu :

- a. Sistem pengoperasian pada industri kosmetik cukup baik, mengingat sarana dan prasarana produksi cukup banyak, maka diperlukan operator yang lebih banyak dan berkualitas. Selain itu struktur organisasi cukup baik dan dapat dipertanggung jawabkan.
- b. Dalam mendukung kemajuan dari suatu perusahaan sebaiknya selalu diperlukan keprofesionalan dari seluruh karyawan.
- c. Data-data yang dibutuhkan mengenai perlengkapan atau peralatan secara mendetail sebaiknya tersedia dengan baik.
- d. Perlu adanya *Standart Operation Prosedure (SOP)* dan *Maintenance manual* yang berguna untuk menjaga performa pompa.
- e. Untuk melakukan penghematan biaya dan daya instalasi lebih efisien, penulis menyarankan pemakaian instalasi dan pemilihan pompa berdasarkan perhitungan pada buku laporan tugas akhir ini.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Fox, Robert W ; Mc Donald, Alan T. 2010. *Introduction To Fluid Mechanics, 8th edition*. New York : John Wiley and Sons, Inc.
- [2] Karassik, Igor J. 1960 .*Pump Handbook*. McGraw-Hill, Inc
- [3] Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*. Diterjemahkan oleh Nicholas Weinstein dari bahasa Rusia. Moscow: Peace Publishers.
- [4] *McGraw-Hill Dictionary of Scientific & Technical Terms, 6E, 2003 by The McGraw-Hill Companies, Inc*
- [5] Mohinder L. Nayyar. *Piping Handbook, 7th ed.* 1994. McGraw-Hills.
- [6] Moran, Michael J and Shapiro, Howard N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 8th ed.* John Wiley and Sons, 2014
- [7] Silowash, Brian . *Piping System Manual*, 2010. McGraw-Hills
- [8] Sularso ; Tahara, Haruo. 2006. *Pompa dan Kompresor*. Jakarta : PT Pradnya Paramita.
- [9] www.Pipeflow.Co.Uk. *Pipe Flow Expert*. Software. 2010.

LAMPIRAN 1 : *Recommended Velocities in Pipeline*

| Fluid | Application | Range | | | |
|----------------------|-------------------------------------|--------|--------|-------|-------|
| | | Low | High | Low | High |
| | | ft/sec | ft/sec | m/sec | m/sec |
| Acetylene | | 67 | | 20.4 | |
| Air | Air or Flue Gas Ducting | 10 | 35 | 3.0 | 10.7 |
| Air | Centrifugal Compressor - All Piping | 50 | 100 | 15.2 | 30.5 |
| Air | Piston Compressor Discharge | 70 | 100 | 21.3 | 30.5 |
| Air | Piston Compressor Suction | 50 | 70 | 15.2 | 21.3 |
| Ammonia | Gaseous | 33 | 100 | 10.1 | 30.5 |
| Ammonia | Liquid | 2 | 6 | 0.6 | 1.8 |
| Benzene | | 6 | | 1.8 | |
| Bromine | Gaseous | 33 | | 10.1 | |
| Bromine | Liquid | 4 | | 1.2 | |
| Calcium Chloride | | 4 | | 1.2 | |
| Carbon Tetrachloride | | 6 | | 1.8 | |
| Chlorine | Dry Gas | 33 | 83 | 10.1 | 25.3 |
| Chlorine | Dry Liquid | 5 | | 1.5 | |
| Chloroform | Gaseous | 33 | | 10.1 | |
| Chloroform | Liquid | 6 | | 1.8 | |
| Ethylene | Gaseous | 100 | | 30.5 | |
| Ethylene Dibromide | | 4 | | 1.2 | |
| Ethylene Dichloride | | 6 | | 1.8 | |
| Ethylene Glycol | | 6 | | 1.8 | |
| Hydrochloric Acid | Gaseous | 67 | | 20.4 | |
| Hydrochloric Acid | Liquid | 5 | | 1.5 | |
| Hydrogen | | 67 | | 20.4 | |
| Methyl Chloride | Gaseous | 67 | | 20.4 | |
| Methyl Chloride | Liquid | 6 | | 1.8 | |
| Natural Gas | 75 psig and Below Main Lines | 35 | 115 | 10.7 | 35.1 |
| Natural Gas | Cross-Country | 80 | 250 | 24.4 | 76.2 |
| Natural Gas | Low Pressure Main Lines | 3 | 6 | 0.9 | 1.8 |
| Oil | Gravity Flow | 2 | 3 | 0.6 | 0.9 |
| Oil | Heavy Viscosity | 2 | 3 | 0.6 | 0.9 |
| Oil | Light Viscosity | 3 | 6 | 0.9 | 1.8 |
| Oil | Suction Lines | 3 | 4 | 0.9 | 1.2 |
| Oxygen | Up to 200 psig | 30 | 100 | 9.1 | 30.5 |
| Paper Stock | 2% to 2.5% A.D Consistency | 3 | 10 | 0.9 | 3.0 |
| Paper Stock | 3% to 6% A.D. Consistency | 1 | 8 | 0.3 | 2.4 |
| Perchlorethylene | | 6 | | 1.8 | |
| Propylene Glycol | | 5 | | 1.5 | |
| Sand | 5 to 25% by Volume | 12 | | 3.7 | |

LAMPIRAN 2 : Lanjutan

| Fluid | Application | Range | | | |
|---------------------|-------------------------------------|--------|--------|-------|-------|
| | | Low | High | Low | High |
| | | ft/sec | ft/sec | m/sec | m/sec |
| Sand | Coarse & Granulated Slag | 12 | 13 | 3.7 | 4.0 |
| Sand | Fine Graded | 8 | 10 | 2.4 | 3.0 |
| Sand | Gravel up to 1/2" | 14 | | 4.3 | |
| Sand | Ordinary | 11 | | 3.4 | |
| Sewage | Slurry | 2.5 | 3 | 0.8 | 0.9 |
| Sodium Chloride | No Solids | 5 | 8 | 1.5 | 2.4 |
| Sodium Chloride | With Solids | 6 | 15 | 1.8 | 4.6 |
| Sodium Hydroxide | 0% - 30% | 6 | | 1.8 | |
| Sodium Hydroxide | 30% - 50% | 5 | | 1.5 | |
| Sodium Hydroxide | 50% - 73% | 4 | | 1.2 | |
| Steam | Boiler to Turbine Cold Reheat | 100 | 135 | 30.5 | 41.1 |
| Steam | Boiler to Turbine Hot Reheat | 135 | 170 | 41.1 | 51.8 |
| Steam | HP Bypass of Turbine | 200 | 270 | 61.0 | 82.3 |
| Steam | HP District Heating | 833 | 1250 | 253.9 | 381.0 |
| Steam | Long Run | 135 | 200 | 41.1 | 61.0 |
| Steam | LP Bypass of Turbine | 270 | 335 | 82.3 | 102.1 |
| Steam | Saturated up to 15 psig for Heating | 17 | 70 | 5.2 | 21.3 |
| Steam | Saturated, 50 psig and Higher | 100 | 167 | 30.5 | 50.9 |
| Steam | Superheated 200 psig and Higher | 167 | 300 | 50.9 | 91.4 |
| Steam | Superheated Main | 100 | 200 | 30.5 | 61.0 |
| Styrene | | 6 | | 1.8 | |
| Sulfur Dioxide | | 67 | | 20.4 | |
| Sulfuric Acid | | 4 | | 1.2 | |
| Tar | Discharge Lines | 2 | 2.5 | 0.6 | 0.8 |
| Tar | Gravity Flow | 1 | 1.5 | 0.3 | 0.5 |
| Tar | Suction Lines | 1 | 2 | 0.3 | 0.6 |
| Trichlorethylene | | 6 | | 1.8 | |
| Vinyl Chloride | | 6 | | 1.8 | |
| Vinylidene Chloride | | 6 | | 1.8 | |
| Water | Boiler Feedwater Discharge | 10 | 17 | 3.0 | 5.2 |
| Water | Centrifugal Pump Discharge | 5 | 12 | 1.5 | 3.7 |
| Water | Centrifugal Pump Suction | 2 | 5 | 0.6 | 1.5 |
| Water | City Water/Service Mains | 2 | 5 | 0.6 | 1.5 |
| Water | Fire Hose | | 10 | | 3.0 |
| Water | General Service | 4 | 10 | 1.2 | 3.0 |
| Water | Gravity Flow | 2 | 3 | 0.6 | 0.9 |
| Water | Hot Water Recirc | | 3 | | 0.9 |
| Water | Reciprocating Pump Discharge | 5 | 10 | 1.5 | 3.0 |
| Water | Reciprocating Pump Suction | 2 | 5 | 0.6 | 1.5 |
| Water | Sea Water | 5 | 12 | 1.5 | 3.7 |

[Brian Silowash. *Piping System Manual*, 2010. McGraw-Hills]

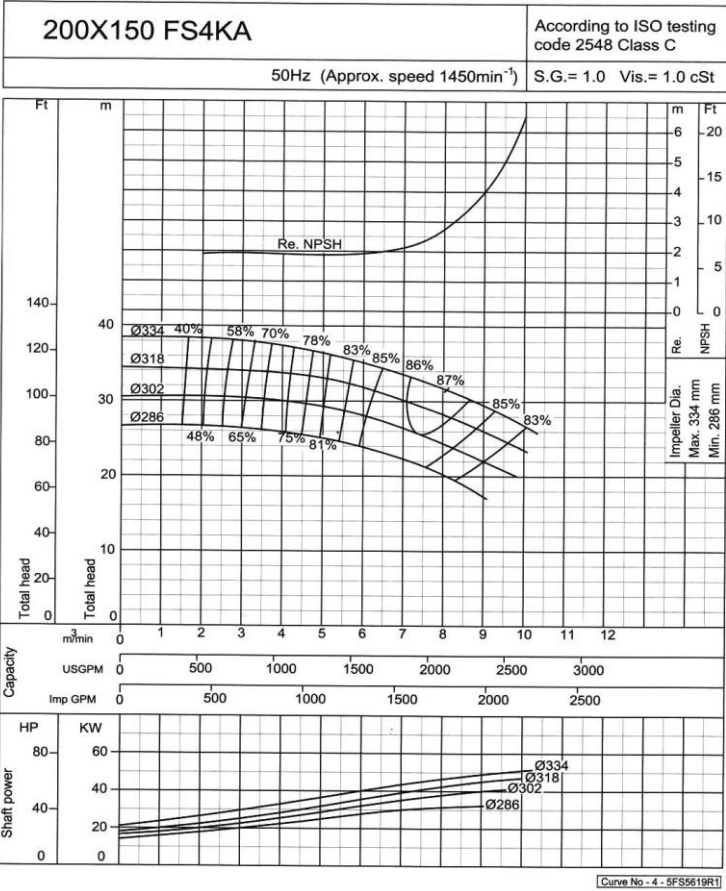
LAMPIRAN 3: Kurva Performa Pompa

Ebara End Suction Volute Pump

Model **FSA**

Performance Curve 4 Poles (23/27)

50 Hz



(Brosur Ebara End Suction Volute Pump FSA)

LAMPIRAN 4: Pemilihan Pompa

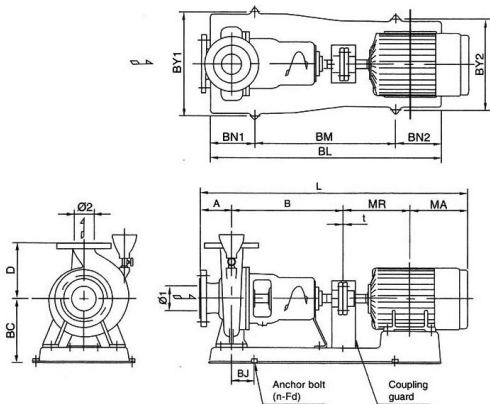
Ebara End Suction Volute Pump

Model **FSA**

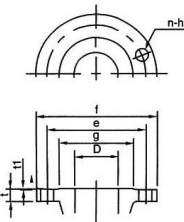
Dimension - Pump With Motor (10 Bar Model)
4 Poles Drive - 50 Hz (3/3)

50 Hz

Pump



Flange



Dimension - Flange (JIS 10K RF)

| D | f | e | g | t | n | h |
|-----|-----|-----|-----|---|----|----|
| 150 | 280 | 240 | 212 | 2 | 26 | 8 |
| 200 | 330 | 290 | 262 | 2 | 26 | 12 |

Dimension - Pump

| Model | Motor | | Size | | Pump | | | Motor | | | | Common Base | | | | | | | | | | Total | | |
|---------------|-------|-----|------|-----|------|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------------|-----|------|------|-----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|--------|-------|
| | kW | φ1 | φ2 | A | B | D | wt kg | Frame | MR | MA | wt kg | BC | BJ | BL | BM | BN1 | BN2 | BY1 | BY2 | n-Fd | wt kg | t | L | wt kg |
| 200x150 FS4HA | 5.5 | | | | | | | 132S | 239 | 215 | 62 | | | | | | | | | | | | 1087 | 284 |
| | 7.5 | 200 | 150 | 160 | 470 | 355 | 137 | 132M | 258 | 234 | 77 | 390 | 80 | 980 | 660 | 200 | 120 | 600 | 400 | 4-M16 | 78 | 3 | 1125 | 299 |
| | 11 | | | | | | | 160M | 323 | 285 | 115 | 360 | | 1190 | 840 | | 150 | | | | 85 | | 1241 | 344 |
| 200x150 FS4JA | 15 | | | | | | | 160L | 345 | 307 | 132 | | 80 | 1180 | | 200 | 150 | | | 4-M16 | 104 | 3 | 1345 | 426 |
| | 18.5 | | | | | | | 180MC | 351.5 | 320.5 | 172 | | | | | | | | | | | | 1365 | 441.5 |
| | 22 | 200 | 150 | 160 | 530 | 375 | 163 | 180LC | 370.5 | 339.5 | 205 | 390 | 95 | 1230 | 840 | 205 | 185 | 600 | 400 | 4-M20 | 72.4 | 4 | 1403 | 474.5 |
| | 30 | | | | | | | 200LC | 395.5 | 374.5 | 278 | | 120 | 1280 | 940 | 230 | 110 | 600 | 490 | | 141.6 | | 1464 | 547.5 |
| | 37 | | | | | | | 225SC | 432 | 384 | 327 | 385 | 110 | 1425 | 960 | 230 | 235 | 670 | 600 | | | | 1510 | 669.7 |
| 200x150 FS4KA | 37 | | | | | | | 225SC | 432 | 384 | 327 | 425 | 110 | 1460 | 1000 | 230 | 230 | | | 4-M20 | 141 | 4 | 1650 | 708.5 |
| | 45 | 200 | 150 | 180 | 670 | 400 | 222 | 225MC | 444.5 | 396.5 | 351 | 430 | 125 | 1520 | | | | | | | | | 1675 | 732.5 |
| | 55 | | | | | | | 250SC | 463.5 | 419 | 475 | 475 | 125 | 1520 | 1040 | 245 | 235 | | | | 136 | | 1716.5 | 860 |

Unit:mm, unless otherwise stated

(Brosur Ebara End Suction Volute Pump FSA)

LAMPIRAN 5: Dokumentasi Pada Industri Kosmetik



Biodata Penulis



Penulis dilahirkan di Kota Gresik, 10 Agustus 1996, merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu TK Cagak Agung Cerme-Gresik, SDN 1 Cerme Lor Cerme-Gresik, SMP Negeri 1 Gresik, dan SMA Negeri 1 Gresik. Pada tahun 2015 Penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin FV-ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2114 030 013. Konversi Energi merupakan bidang studi yang dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam organisasi. Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain : Menjadi Staff BENGKEL HMDM FV-ITS Periode 2015-2016, Menjadi Staff Ahli PSDM HMDM FV-ITS Periode 2016-2017, Menjadi Staff DPM FTI-ITS 2016-2017. PT PETROKIMIA GRESIK, merupakan tempat kerja praktek penulis selama satu bulan pada tanggal 03 Juli s/d 31 Juli 2017 di bidang perawatan pompa. Pelatihan yang pernah diikuti penulis : Pelatihan Karya Tulis Ilmiah ITS (2015), Pelatihan LKMM Pra-Tingkat Dasar (Pra-TD) FTI-ITS (2015) , Pelatihan Penulisan Jurnal Tingkat Dasar (PJTD) FTI-ITS (2016), Pelatihan LKMM Tingkat Dasar (TD) FTI-ITS (2016), Pelatihan Pemandu LKMM FTI-ITS (2016).

Email: prawestiambarrukmi@gmail.com